

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Návrh pohonu jednodráhového podvěsného řetězového
dopravníku**

Design of a Drive for a Single Track Overhead Chain Conveyor

Student:

Bc. Patrik Kozel

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Patrik Kozel**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Návrh pohonu jednodráhového podvěsného řetězového dopravníku**
Design of a Drive for a Single Track Overhead Chain Conveyor

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete pohon jednodráhového podvěsného řetězového dopravníku:

1. 30 ks závěsů je rozmístěno rovnoměrně po uzavřené dráze.
2. Zatížení jednoho závěsu je hmotností 30 kg.
3. Celková délka dráhy je 50 m.
4. 4 ks horizontálních oblouků 90°.
5. 4 ks vertikálních oblouků 15°.
6. Požadovaná rychlost dopravníku je 7 m/min.
7. Střední rádius oblouků je 1 m.

Písemná část práce bude obsahovat min 45 stran textu mimo přílohy. Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres pohonu, sestavný výkres řetězu a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:


BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava: Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*, Ostrava: Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1?????
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 7.května 2012


.....

Patrik Kozel

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 7.května 2012



.....

Patrik Kozel

Ke Kútám 136

739 42 Frýdek-Místek

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOZEL, P. *Návrh pohonu jednodráhového podvěsného řetězového dopravníku : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012, 58 s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Pohon bude sloužit k pohonu jednodráhového podvěsného řetězového dopravníku. Jednodráhový podvěsný dopravník je složen z dráhy řetězu, tažného řetězu, ocelové konstrukce, pohonu a závěsů. Tažný řetěz je řešen jako kardanový řetěz, aby mohl projíždět zatáčky horizontální i vertikální. Pohon je nutno zkonstruovat tak, aby se zabránilo couvání kardanového řetězu. To může být způsobeno nerovnoměrným členěním dráhy a postavením jednotlivých závěsů na dráze. V případě drah v jedné výšce riziko spočívá v mírném spádu a postavením jednotlivých závěsů. Přiložený tažný řetěz je možno upravit.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOZEL, P. *Design of a Drive for a Single Track Overhead Chain Conveyor : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2010, 58p. Thesis head: Havlík, J.

The drive will be used to drive Single Track Overhead Chain Conveyor. The Single Track Overhead Chain Conveyor is composed of a chain of the truck, pull chain, steel structures, drive and hinges. The pull chain is designed as a cardan chain to pass through horizontal and vertical turn. Drive must be designed to avoid reversing cardan chain. This may be caused by uneven track breakdown and position of each hinge on the track. In the case of tracks in one level, the risk is slight slope and position of each hinge. Attached chain pull can be adjusted.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
1 Úvod	12
1.1 Seznámení s firmou	12
1.2 Cíle diplomové práce	12
2 Přehled současného stavu řešené problematiky	13
2.1 Přehled dopravních a technologických procesů	13
2.1.1 Faktory technologických procesů	13
2.2 Specifikace závěsných dopravníků	14
2.3 Rozdělení závěsných dopravníků	15
2.4 Účel závěsných dopravníků	15
2.5 Rozdělení podle počtu drah závěsného dopravníku	15
2.5.1 Jednodráhový dopravník	15
2.5.2 Dvoudráhový dopravník	16
2.6 Konstrukce závěsných dopravníků	16
2.6.1 Podvěsné dopravníky	16
2.6.2 Prostorové dopravníky	17
2.6.3 Speciální druhy dopravníků	17
2.7 Pohony	18
2.7.1 Sekundární převod	18
2.7.2 Sdružený pohon	18
3 Popis řešení pohonu dopravníku	20
3.1 Konstrukce podle omezujících parametrů	21
3.1.1 Převodový motor	21
3.1.2 Hnací řetěz	21
3.1.3 Řetězový převod	22
3.1.4 Hlavní čep	23
4 Výpočet tahu v řetězu	24
4.1 Výpočet hmotnosti taženého materiálu dopravníkem	24
4.2 Stanovení počtu redukovaných oblouků	25
4.3 Výpočet maximálního tahu v řetězu dopravníku	25
4.3.1 Výpočet složky tahu T_p	26
4.3.2 Výpočet složky tahu T_u	27
4.3.3 Výpočet složky tahu T_q	28

4.3.4	Výpočet složky tahu T_h	29
4.3.5	Výpočet složky tahu T_k	29
4.3.6	Výpočet složky tahu T_o	30
4.3.7	Stanovení maximálního tahu	30
5	Návrh pohonné jednotky	31
5.1	Stanovení výkonu hnacího elektromotoru	31
5.2	Volba elektromotoru	31
5.3	Kontrola pohonné jednotky.....	31
6	Výpočet primárního řetězového převodu	33
6.1	Určení typu převodového řetězu	33
6.2	Volba počtu zubů řetězových kol.....	35
6.3	Výpočet roztečných průměrů řetězových kol	35
6.4	Pevnostní kontrola řetězu	36
6.4.1	Kontrola proti přetržení řetězu.....	36
6.4.2	Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu	37
6.5	Stanovení počtu článků a délky řetězu	37
6.6	Výpočet skutečné osové vzdálenosti.....	38
6.7	Kontrolní výpočet spojení pomocí těsného pera	39
7	Výpočet hnacího řetězového převodu	41
7.1	Volba počtu zubů řetězových kol.....	41
7.2	Výpočet roztečných průměrů řetězových kol	42
7.3	Pevnostní kontrola řetězu	42
7.3.1	Kontrola proti přetržení řetězu.....	42
7.3.1.1	Kontrola dovoleného napětí při přetržení	43
7.3.2	Kontrola šroubu na ohyb.....	45
7.3.3	Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu	45
7.4	Stanovení počtu článků a délky řetězu	46
7.5	Výpočet skutečné osové vzdálenosti.....	46
7.6	Kontrola unášeče hnacího řetězu	47
8	Návrh a kontrola hlavního čepu	49
8.1	Návrh a kontrola životnosti ložiska.....	52
9	Závěr.....	55
10	Seznam použité literatury:	56
11	Seznam příloh	58

Seznam použitých značek a symbolů

B	Šířka ložiska	[mm]
C	Dynamická únosnost	[kN]
C_0	Statická únosnost	[kN]
D	Průměr kolečka, velký průměr ložiska	[mm]
$D_{t1,2,3,4}$	Průměr roztečných kružnic řetězových kol	[mm]
F_o	Obvodová síla hnacího řetězu	[N]
F_2	Síla působící na pero od náboje	[N]
F_{11}, F_{12}	Výsledný tah v řetězu	[N]
F_c	Odstředivá síla v řetězu, síla působící na hlavní čep	[N]
F_m	Tahová síla v řetězu	[N]
F_{pt}, F_{pts}	Maximální zatížení při přetržení řetězu	[N]
F_r	Radiální síla v ložisku	[N]
F_{rd}	Celková tažná síla řetězového dopravníku	[N]
G	Součet hmotnosti zatížení na dopravník	[kg]
G_k	Zvětšení nebo zmenšení hmotnosti materiálu	[kg]
G_z	Hmotnost jednoho závěsu	[kg]
J	Moment setrvačnosti	[kg.m ²]
K	Součinitel závislý na počtu článků	[-]
L	Délka řetězu v počítaném úseku dráhy	[m]
L_{10mh}	Trvanlivost ložiska v provozních hodinách	[hod]
$L_{hř}$	Délka hnacího řetězu	[mm]
$L_{ř}$	Délka řetězu dopravníku	[m]
M_{k1}	Moment hřídele elektromotoru	[N.m]
M_{k2}	Moment na řetězovém kole D_{t2}	[N.m]
M_k	Moment potřebný na výstupu elektromotoru	[N.m]
Mo	Ohybový moment	[N.m]
M_{rk}	Moment potřebný k roztočení řetězového kola	[N.m]
M_{sh}	Moment od setrvačné hmoty zátěže	[N.m]
P_1	Výstupní výkon z převodovky	[kW]
P_D	Diagramový výkon	[kW]
P_D'	Korigovaný výkon	[kW]
P_p	Tah v řetězu na počátku úseku dopravníku	[N]
P_u	Únavové zatížení	[kN]
Q	Tažená hmotnost dopravníkem	[kg]
S, S_l	Plocha kloubu řetězu	[mm ²]
S_{SV}	Plocha svaru	[mm ²]
T_a	Zrychlující síla	[N]
$T_h, T_k, T_o, T_p, T_q, T_u$	Složky tahu v řetězovém dopravníku	[N]

T_9	maximální tah v dopravníku	[N]
W_o	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm ³]
X	Počet článků	[m.s ⁻¹]
$X_{hř}$	Počet článků hnacího řetězu	[m.s ⁻¹]
Y	Součinitel rázu	[m.s ⁻¹]
a	Velikost svaru, Osová vzdálenost	[mm]
$a_{hř}$	Osová vzdálenost hnacího řetězu	[mm]
a_{min}	Minimální osová vzdálenost	[mm]
$a_{ř}$	Zrychlení řetězu	[m.s ⁻²]
a_{sk}	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
b	Šířka pera	[mm]
b_{ξ}	Délka šroub od působícího tlaku	[mm]
d	Průměr hřídele, malý průměr ložiska	[mm]
d_d	Průměr otvoru desky řetězu	[mm]
d_k	Průměr čepu	[mm]
d_{ξ}	Průměr dířku šroubu	[mm]
f	Součinitel valivých odporů	[-]
f_c	Výsledný součinitel valivých odporů	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h_r	Výškový rozdíl počítaného úseku dopravníku	[m]
$i_p, i_{1,2}$	Převodový poměr	[-]
i_z	Počet závěsu materiálu	[ks]
k	Součinitel zvýšení tahu v oblouku	[-]
k_3	Součinitel koutového čelního svaru	[-]
k_4	Součinitel koutového bočního svaru	[-]
k_d	Dynamická bezpečnost proti přetržení	[-]
k_s	Statická bezpečnost proti přetržení	[-]
l	Délka pera	[mm]
l_2	Délka od působení síly na hlavní čep	[mm]
$l_{d16B}, d_{d16B}, s_{d16B}$	Rozměry desky řetězu 16B	[mm]
l_d	Šířka desky řetězu	[mm]
n	Počet redukovaných oblouků	[-]
n_1	Otáčky výstupního hřídele převodovky	[s ⁻¹]
$n_{2,3}$	Otáčky řetězového kola D _{t2}	[s ⁻¹]
n_4	Otáčky řetězového kola D _{t4}	[s ⁻¹]
m_z	Hmotnost jednoho břemene	[kg]
p	Směrný tlak	[MPa]
p_2	Tlak působící na pero od náboje	[MPa]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]

p_p	Tlak v kloubu řetězu	[MPa]
q_c	Skutečné zatížení dopravníku na 1 metr délky	[m.s ⁻¹]
$q_{\dot{r}}$	Hmotnost řetězu na 1 metr délky	[m.s ⁻¹]
s	Tloušťka stěny desky hnacího řetězu	[mm]
t	Rozteč řetězu	[mm]
t_l	Hloubka drážky v náboji, tloušťka desky řetězu	[mm]
$t_{h\dot{r}}$	Rozteč hnacího řetězu	[mm]
t_r	Doba rozběhu	[s]
u	Odpor jednoho běžného metru dopravníku	[N.m ⁻¹]
v, v_l, v_2	Rychlost řetězu	[m.s ⁻¹]
v_v, v_{v2}	Výsledná rychlost	[m.s ⁻¹]
$z_{1,2,3,4}$	Počet zubů řetězových kol	[-]
α	Úhel sklonu dráhy	[°]
α_v	Úhel oblouků ve vodorovné rovině	[°]
α_s	Úhel oblouků ve svislé rovině	[°]
φ	Součinitel snížení tahu v řetězu a provedení	[-]
η	Účinnost mechanického převodu	[-]
η_L	Účinnost ložisek	[-]
η_s	Skutečná účinnost převodovky	[-]
κ	Součinitel výkonu	[-]
λ	Součinitel tření	[-]
μ	Součinitel valivého odporu, činitel mazání	[-]
ρ	Součinitel vzdálenosti os	[-]
σ_{Do}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Dt}	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Pt}	Maximální dovolené napětí při přetržení řetězu	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
$\tau_{//}^F$	Napětí od působící síly	[MPa]
τ_{\perp}^{Mo}	Napětí od ohybového momentu	[MPa]

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu jednodráhového podvěsného řetězového dopravníku. Tento řetězový dopravník je součástí technologie lakování lehkých kovových dílů do maximální hmotnosti 30 kg na závěs. Sjezd dopravníku je z důvodu zástavby dopravníku v hale lakovny. Pro tento mírný spád a možné nerovnoměrné postavení jednotlivých závěsů na členité dráze je nutno zkonstruovat pohon s ohledem na zabránění couvání. Tato diplomová práce se nezabývá technologickou zástavbu lakovny, řeší jen pohon jednodráhového řetězového dopravníku.

1.1 Seznámení s firmou

Firma Fapros družstvo má sídlo v Brušperku a další dvě její pobočky jsou v Paskově a ve Studénce. Firma se zabývá:

- řešení technologických celků a jednoúčelových zařízení
- řešení manipulace s materiálem a skladů dopravních systémů a vnitropodnikových doprav
- řešení systémů technologických uzlů a výrobních linek včetně průmyslových rozvodů technologických systémů
- projekční a konstrukční strojní práce včetně navrhování hydraulických a pneumatických systémů
- projekční a konstrukční práce elektro, silno a slaboproud a průmyslové automatizace
- řešení problematiky pohonů
- rekonstrukce a generální opravy strojních zařízení a technologických celků
- dodávky HW a SW řídicích systémů Siemens Simatic řady S7 a S5 , Allen Bradley, GE Fanuc, Mitsubischi a.j. [8]

1.2 Cíle diplomové práce

- a) Navržení maximální tažné síly v řetězovém dopravníku.
- b) Navržení převodového motoru z vypočtené tažné síly a následná kontrola.
- c) Navržení řetězového převodu z otáček motoru.
- d) Navržení a kontrola hnacího řetězu.

- e) Kontrola dalších navržených částí konstrukce pohonu.
- f) Zhodnocení diplomové práce.

2 Přehled současného stavu řešení problematiky

2.1 Přehled dopravních a technologických procesů

Doprava ve strojírenství, stavebnictví, těžebním průmyslu, pro lidské potřeby je realizována technickými zařízeními, které jsou rozděleny do těchto skupin:

- zařízení plynulé dopravy - dopravníky
- prostředky přerušované dopravy
- zdvihací zařízení.

Při volbě druhu dopravy a manipulace s materiálem v průběhu technologických procesů nesmíme opomenout technické, ekonomické a bezpečnostní faktory.

2.1.1 Faktory technologických procesů

Technické faktory:

- návratnost investic
- hmotnost, tvar a fyzikální vlastnosti materiálu
- celková hmotnost manipulační jednotky
- druh a způsob odběru materiálu
- způsob příjmu a výdeje materiálu
- počet obsluhujících pracovníků a jejich kvalifikace

Ekonomické faktory:

- pořizovací náklady
- náklady na provoz
- předpokládaná doba využívání zařízení
- celkové provozní náklady dopravní soustavy

Bezpečnostní faktory:

- doporučené ochranné pomůcky
- ochrana před úrazem na zařízení
- doporučený bezpečnostní odstup od nekrytých částí zařízení

2.2 Specifikace závěsných dopravníků

Závěsné dopravníky jsou prostorová dopravní zařízení určená převážně pro dopravu kusového materiálu v malých pravidelných dávkách. Jsou tvořeny soustavou vozíků pojíždějících po visuté dráze, které jsou taženy řetězem, případně lanem [4].

Závěsné dopravníky slouží takřka výhradně pro spojitou, výjimečně přerušovanou dopravu kusového materiálu, případně sypkých hmot umístěných v přepravních nádobách. Velikost a četnost dávek je dána technologickým procesem. Lze je použít nejenom k dopravě, ale i pro plně automatizované mezioperační skladování. Jsou také vhodné pro nasazení v extrémních provozních podmínkách, jako např. doprava mořícími lázněmi, stříkacími kabinami, sušičkami, chladicími boxy atd. [4]. Příklad zobrazení závěsného dopravníku je na obr. 2.1 dle [3].



Obr.2.1 - Podvěsný dopravník

2.3 Rozdělení závěsných dopravníků

Závěsný dopravník dopravuje materiál tak, že těžiště materiálu je pod drahou dopravníku. Podle způsobu vedení řetězu po dráze se rozlišují dopravníky na podvěsné a prostorové, podle počtu drah na dopravníky jednodráhové a dvoudráhové [1].

Dále jsou dopravníky děleny podle použití na prosté a technologické. Dalšími jsou poháněné, které se využívají ve strojírenství a nepoháněné, které jsou konstrukčně jednodušší.

2.4 Účel závěsných dopravníků

Prosté dopravníky

Prosté závěsné dopravníky jsou určeny pro přemísťování materiálu a velké množství přepravovaných kusů. Jejich vedení lze upevnit ke stropu výrobní budovy a tím zlepšit využitelnost prostoru.

Technologické dopravníky

Technologické dopravníky jsou využívány pro technologické operace na povrchových úpravách materiálu – chlazení, ohřev, kvašení, sušení, mražení, lakování atd.

2.5 Rozdělení podle počtu drah závěsného dopravníku

2.5.1 Jednodráhový dopravník

Jednodráhový dopravník je určen pro kontinuální přepravu kusových břemen po jedné zavěšené dráze viz obr.2.2. Dráha může vytvářet vodorovné oblouky a překonávat výškové rozdíly. V kombinaci s plocháčovou dráhou slouží k dopravě vepřových půlí nebo hovězích čtvrtí, např. v rychlozchlazovnách masokombinátů. Jsou vhodné i pro lakovny, linky povrchové úpravy, mezioperační dopravu, montážní a výrobní linky a ve skladech.[2]



Obr.2.2 - Jednodráhový dopravník

2.5.2 Dvoudráhový dopravník

Je určen pro kontinuální přepravu kusových břemen po zavěšené dráze viz obr.2.3. Pomocí vyhybek lze dráhu větvit na více pracovišť, přejíždět z jedné dráhy na druhou, vozíky zastavovat, akumulovat nebo pomocí spouštěcích úseků spouštět dolů. Dráha může vytvářet vodorovné oblouky a překonávat výškové rozdíly. Jsou vhodné i pro lakovny, linky povrchové úpravy, mezioperační dopravu, montážní a výrobní linky a ve skladech.[2]



Obr.2.3 - Dvoudráhový dopravník

2.6 Konstrukce závěsných dopravníků

2.6.1 Podvěsné dopravníky

Podvěsné dopravníky mají tažný člen umístěný pod vodící dráhou pro jezdce. Z tohoto důvodu je nutné, aby v každém oblouku byla vodící kola, která zajišťují správné vedení řetězu obloukem. Tato kola mohou být hladká s ozubením nebo se využívá soustavy

podpůrných válečků, o které se řetěz opírá. Podvěsné dopravníky mohou být vodorovné nebo vlnité. Vodorovné dopravníky se používají pro delší dráhy. Vlnité dopravníky jsou určeny pro dráhu se stoupáním a klesáním. Tímto stoupáním a klesáním vzniká v řetězu přídatné ohybové napětí článku řetězu, a proto jsou používány pro kratší dráhy. Podvěsný dopravník může být proveden jako jednodráhový nebo dvoudráhový [1].

2.6.2 Prostorové dopravníky

Tyto dopravníky jsou vhodné pro mezioperační dopravu na členitých manipulačních a technologických tratích se svislými úseky a všude tam, kde prostorově stísněná stavebnice vyžaduje velkou prostorovou přizpůsobivost dopravníku. Plynulá změna rychlosti v širokém rozsahu zajišťuje možnost dokonalého sladění dopravy s vlastním technologickým provozem. Konstrukční koncepce umožňuje vhodné aplikace v typové modifikaci jednodráhového, dvoudráhového, ložného rovinného a ložného prostorového dopravníku. Tažný člen mají umístěn uvnitř dráhy.[1]

2.6.3 Speciální druhy dopravníků

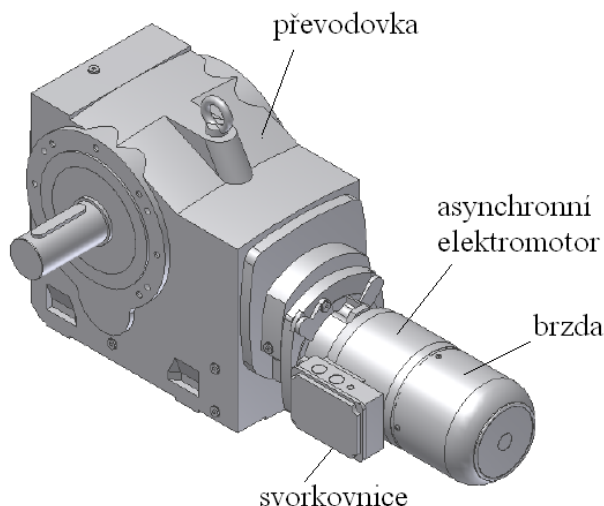
Pro speciální druhy dopravníků platí, že tažným členem nemusí být řetěz, ale mohou to být i lana, gumové pásy atd. viz obr.2.4 dle [5] . Tyto dopravníky s těmito tažnými členy zjednodušují údržbu, snižují hlučnost a umožňují dopravu do ostřejších zatáček.



Obr.2.4 - Dopravník s uzavřeným pásem

2.7 Pohony

Jako pohonné jednotky pro závěsné dopravníky se používají asynchronní elektromotory s kuželočelní převodovkou viz obr.2.5 dle [7]. Kuželočelní převodovka se používá především z důvodu menších zástavbových prostorů a také i z estetického hlediska. Mohou se však používat téměř všechny druhy převodovek. Rychlým zastavením dopravníku mohou být na výstupní hřídel převodovky přiváděny rázy vlivem setrvačnosti břemen. Brzda na motoru je nastavitelná pomocí počtu pružin, čímž se nastavuje potřebný brzdný moment. Kdyby nebyl správně nastaven brzdný moment a byl by příliš vysoký, mohl by ráz, který jde od výstupního hřídele, zničit převodovku. Tato brzda je nejpoužívanější u všech typů dopravníků. V případě pouze jednosměrného provozu, se pojistná brzda může řešit pomocí západky v převodovce. Plynulý rozjezd a dojezd dopravníku řeší frekvenční měnič, který je v současné době nejčastěji umístěn přímo na motoru, pokud je tato koncepce možná. Frekvenčním měničem se dále nastavují otáčky elektromotoru, a tím i změna převodového poměru, která je plynulá. [6]



Obr.2.5 - Převodový motor

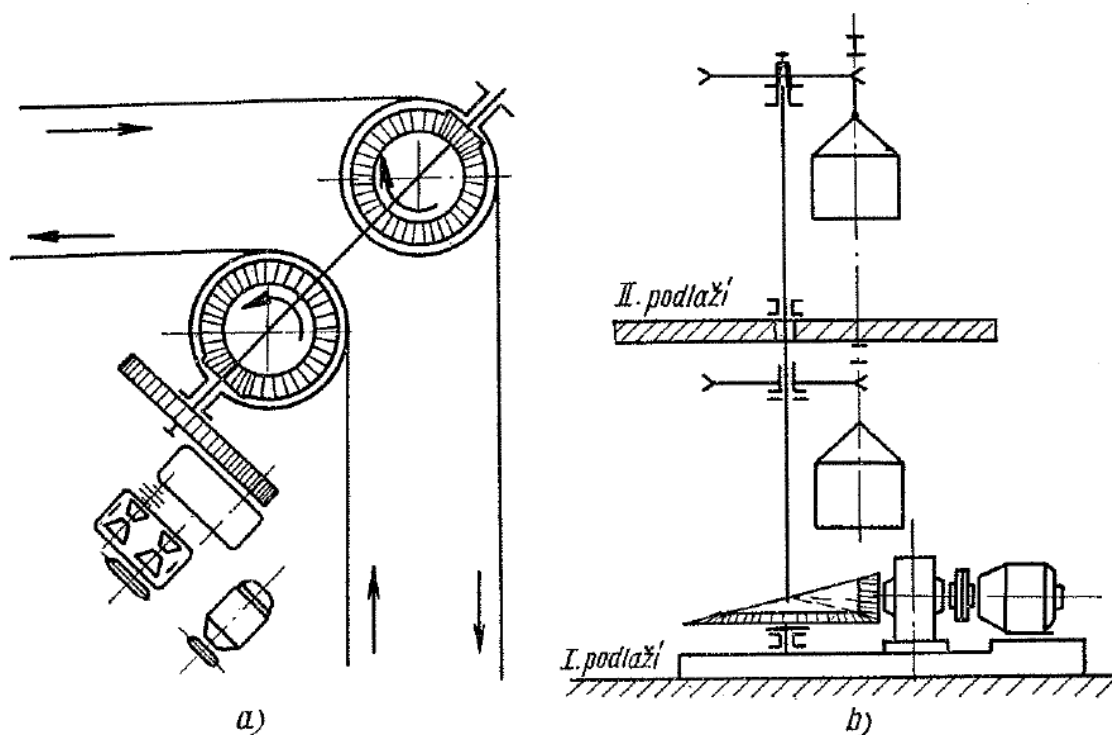
2.7.1 Sekundární převod

Primární převod tvoří převodovka, ale sekundární převod je tvořen v mnoha případech řetězovým kolem a řetězem.

2.7.2 Sdružený pohon

Využívá jeden elektromotor s převodovkou, avšak výstup je pomocí mechanických převodů rozveden na více míst. Tento pohon má omezené využití, protože dráhy musí být

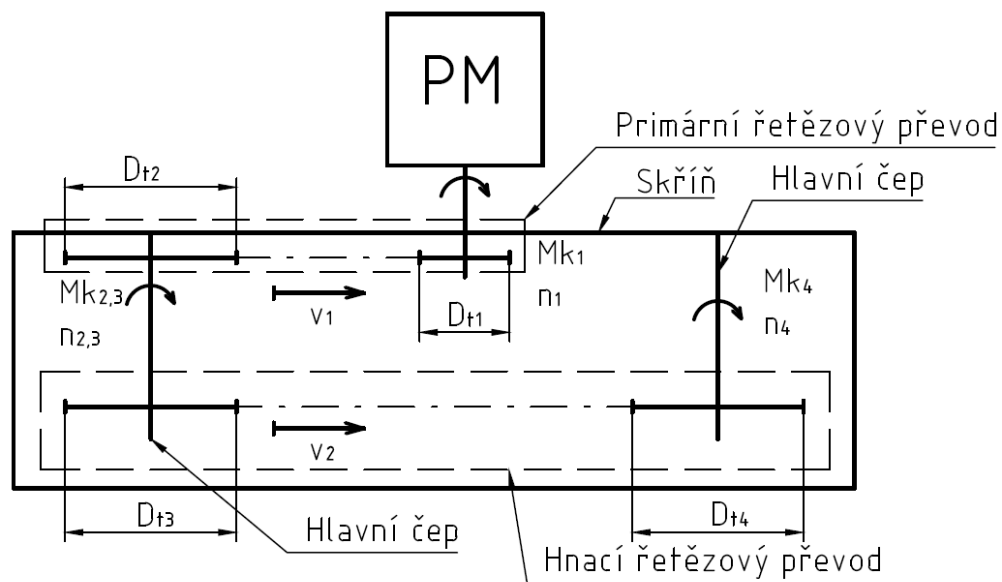
pokud možno co nejbliže u sebe a přibližně stejné. První takové možné řešení je vodorovné (viz. obr. 2.6. a)). Další řešení může být svislé a tedy i mezi patrové, kde elektromotor s převodovkou je umístěn v jednom patře a pomocí dlouhých hřídelů vedoucích skrz stropy (podlahy) je přenesen točivý moment do dalšího patra a tudíž i k dalšímu dopravníku (viz. obr. 2.6. b)). Tato metoda se moc nepoužívá, neboť velkou nevýhodou je velké rozpětí mezi jednotlivými dopravníky, složité upevnění mechanického hřídele, díry ve stropě (podlaze) apod. [1].



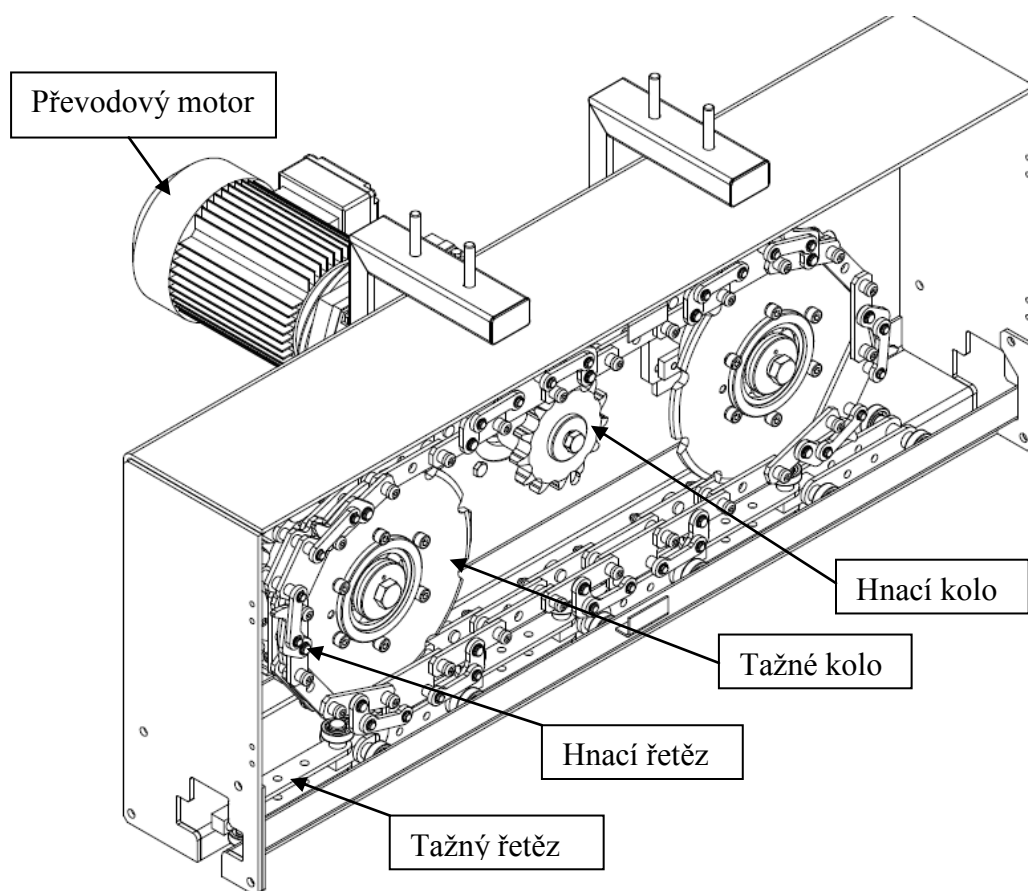
Obr. 2.6. Schéma sdruženého pohonu

3 Popis řešení pohonu dopravníku

V této kapitole je popsána konstrukce pohonu jednodráhového podvěsného řetězového dopravníku, který je omezen zadanými rozměry. Schéma pohonu je zobrazeno ve 2D na obr. 3.1 a na obr. 3.2 je návrh modelu ve 3D jak by měl pohon vypadat ve skutečnosti.



Obr. 3.1 – Schéma pohonu

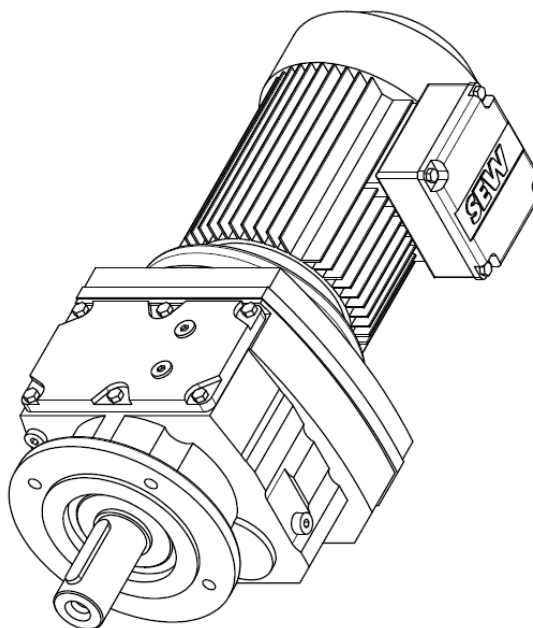


Obr. 3.2 – Návrhový model sestavy pohonu

3.1 Konstrukce podle omezujících parametrů

3.1.1 Převodový motor

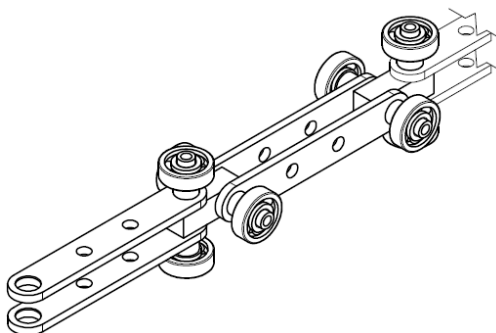
V kapitole 2 je předběžný nástin návrhu pohonu, který bude uskutečněn pomocí převodového motoru. Tento pohon bude navržen z vypočteného výkonu a otáček, které se zjistí ze zadané rychlosti dopravníku. Převodový motor musí mít konstrukci k uchycení na skříň pohonu viz obr. 3.3.



Obr. 3.3 – převodový motor od firmy SEW-Eurodrive

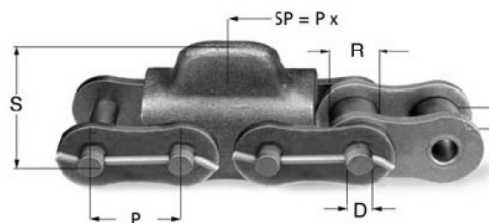
3.1.2 Hnací řetěz

Tažný řetěz viz obr. 3.4, je řešen jako kardanový řetěz se závěsy, aby mohl projíždět horizontální a vertikální zatáčky. Na kardanový řetěz je konstruován hnací řetěz, který ho pohání a má zabránit couvání z důvodu mírného spádu dráhy.

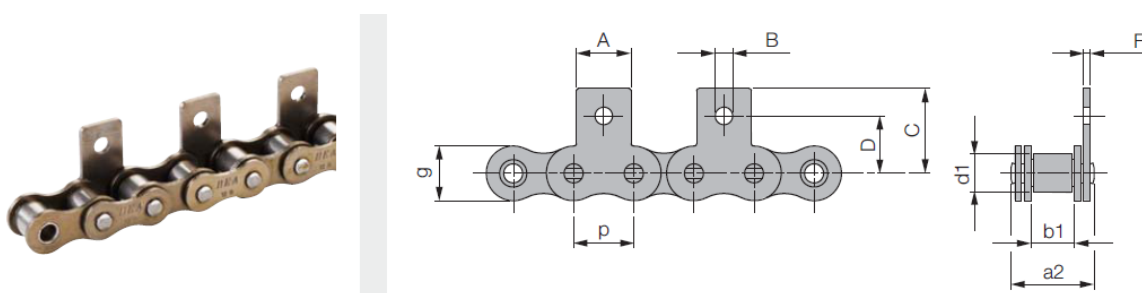


Obr. 3.4 - Tažný řetěz

Hnací řetěz, lze navrhnout z normy ČSN 023311 viz obr 3.5 dle [8], ale je určen pro jiné hnací řetězy. Další variantou je podle provedení na obr.3.6 dle [9], ale po domluvě s konzultantem se zadavatelské firmy se bude tento řetěz konstruovat pro daný kardanový řetěz podle obr. 3.4.



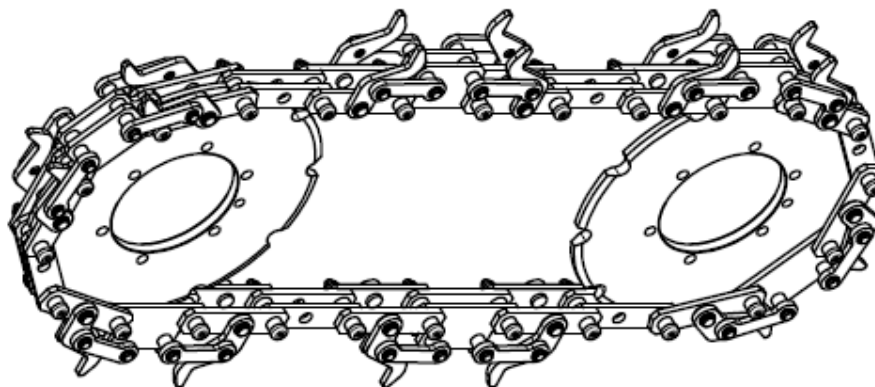
Obr. 3.5 - Provedení hnacího řetězu



Obr. 3.6 - Válečkový řetěz s rovným unášečem M1/02 jednostranným

3.1.3 Řetězový převod

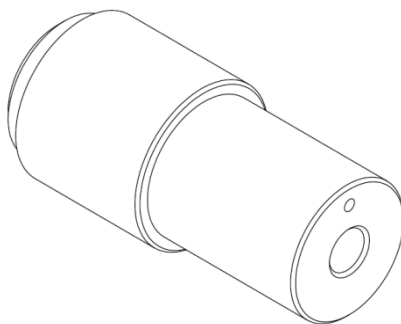
Návrh a výpočet primárního a hnacího řetězového převodu bude navržen dle standardní normy pro výpočet řetězového převodu uvedených v literatuře [12], [13]. Primární řetězový převod dle obr. 3.1 je v klasickém provedení. Hnací řetězový převod je konstruován jako tažné provedení zobrazeného na obr. 3.7. Již v předchozím bodu 3.1.2 byl nastíněn návrh pro volbu hnacího řetězu.



Obr.3.7 – Řetězový převod s hnacím řetězem

3.1.4 Hlavní čep

Konstrukce hlavního čepu viz obr. 3.8 je závislá na uložení hnaného kola prvního řetězového převodu a tažného kola druhého řetězového převodu.



Obr. 3.8 – Hlavní čep

Zbylé části sestavy pohonu budou navrhované v návaznosti na vypočítané a zkontrolované části pohonu, aby nedošlo ke kolizi a konstrukčně odpovídaly danému provedení.

4 Výpočet tahu v řetězu

Výpočet zjišťuje maximální tah v řetězu na okruhu dopravníku [1].

4.1 Výpočet hmotnosti taženého materiálu dopravníkem

Taženou hmotností se rozumí součet hmotností všech dopravovaných předmětů, zavěšených na okruhu dopravníku, závěsů, jezdců a řetězů, tj. všech částí dopravníku, které jsou na daném dopravovaném okruhu v pohybu.

$$Q = q_{\bar{r}} \cdot L_{\bar{r}} + i_j \cdot G_j + i_v \cdot G_v + i_z \cdot G_z + i_m \cdot G_m \quad [\text{kg}] \quad (4.1)$$

kde: $q_{\bar{r}}$ – hmotnost řetězu na jeden metr délky $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$

$L_{\bar{r}}$ – délka řetězu dopravníku $[\text{m}]$

i_j – počet jezdců $[\text{ks}]$

G_j – hmotnost jednoho jezdce $[\text{kg}]$

i_v – počet vozíků $[\text{ks}]$

G_v – hmotnost jednoho vozíku $[\text{kg}]$

i_z – počet závěsů materiálu $[\text{ks}]$

G_z – hmotnost jednoho závěsu $[\text{kg}]$

i_m – počet kusů materiálu na dopravníku $[\text{ks}]$

G_m – průměrná hmotnost jednoho kusu materiálu $[\text{kg}]$

Z výpočtu byly vyřazeny některé neznámé, jelikož byly pro daný výpočet nepotřebné.

Po úpravě:

$$Q = q_{\bar{r}} \cdot L_{\bar{r}} + i_z \cdot G_z = 3,8 \cdot 50 + 30 \cdot 30 = 1090 \quad [\text{kg}] \quad (4.2)$$

Nyní lze provést kontrolu zatížení na 1 metr délky dopravníku. Každý výrobce uvádí pro každý typ dopravníku jinou dovolenou hodnotu zatížení. Skutečné zatížení na 1 metr délky dopravníku dostaneme podělením tažené hmotnosti délkou dopravníku:

$$q_c = \frac{Q}{L_{\bar{r}}} = \frac{1090}{50} = 21,8 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (4.3)$$

kde: Q – tažená hmotnost dopravníkem $[\text{kg}]$

$L_{\bar{r}}$ – délka řetězu dopravníku $[\text{m}]$

Pro výpočet složky tahu vyvolané pohybem materiálu na sklonech se uvažuje maximální zatížení v zatížené části okruhu a dosazuje se za $L_f = L_q$, kde L_q je délka zatížené části a za $Q = Q_q$, kde Q_q je váha taženého materiálu v zatížené části, což je nutné, není-li váha materiálu rozložena rovnoměrně na celém okruhu dopravníku [1].

4.2 Stanovení počtu redukováných oblouků

U podvěsných řetězových dopravníků se určuje redukováný oblouk rovný kolovému oblouku o úhlu 90° s ozubeným opěrným kolem nejmenším používaném poloměru oblouku. I když odpory v oblouku nejsou přímo úměrné úhlu oblouku (u oblouků o úhlech nad 90° se již podstatně nezvětšují), předpokládá se přímá závislost. U svislých oblouků však odpory rostou se zvětšováním úhlu oblouku exponenciálně, a chyba vzniklá přepočtem uvažujícím přímou úměrnost má opačný smysl než u oblouků vodorovných. Při různých úhlech oblouků větších a menších se tyto chyby částečně eliminují [1].

Pro prostorové dopravníky platí:

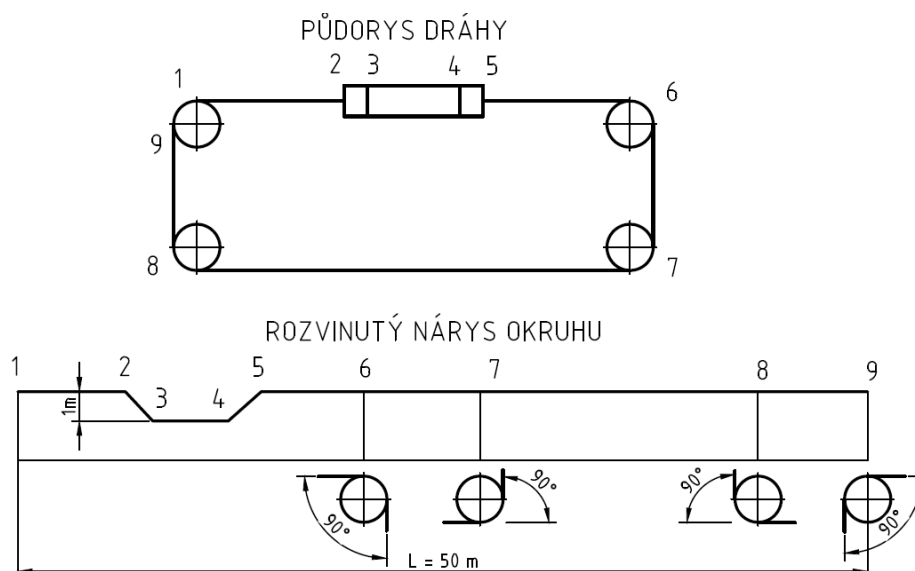
$$n = \frac{\sum \alpha_v}{90} + \frac{\sum \alpha_s}{15} = \frac{4 \cdot 90}{90} + \frac{4 \cdot 15}{15} = 8 \quad [-] \quad (4.4)$$

kde: α_v – součet úhlů všech oblouků ve vodorovné rovině $[\circ]$

α_s – součet úhlů všech oblouků ve svislé rovině $[\circ]$

4.3 Výpočet maximálního tahu v řetězu dopravníku

Tah v uvažovaném místě dopravníku lze vypočítat jako součet jednotlivých na sobě nezávislých složek tahu v řetězu. Pohon bude umístěn před prvním obloukem. Místo největšího tahu je v nabíhající části v bodě 9 zobrazeného na obr. 4.1.



Obr. 4.1 - Okruh dopravníku

$$T_i = T_u + T_p + T_q + T_h + T_k + T_o \quad [N] \quad (4.5)$$

kde: T_u – složka tahu vyvolaná odpory závislými na délce řetězu, počtu kol a koleček [N]

T_p – složka tahu vyvolaná počátečním tahem v řetězu [N]

T_q – složka tahu vyvolaná valivými odpory hmotnosti taženého materiálu [N]

T_k – složka tahu vyvolaná různým zatížením na sklonech dráhy [N]

T_h – složka tahu vyvolaná výškovými rozdíly mezi počátkem a koncem počítaného úseku [N]

T_o – složka tahu vyvolaná přidavnými odpory dopravníku [N]

4.3.1 Výpočet složky tahu T_p

Složka tahu T_p [N] je vyvolána počátečním tahem v řetězu na počátku počítaného úseku, která je určena výpočtem předchozího úseku nebo se volí [1]. Uvažuji v místě 9 s počtem redukovaných oblouků $n = 8$. A to se 4 vodorovnými a 4 svislými oblouky.

$$T_p = P_p \cdot k^n = 500 \cdot 1,55 = 775 \quad [N] \quad (4.6)$$

kde: P_p – tah v řetězu na počátku počítaného úseku [N] dle [1]

n – počet redukovaných oblouků

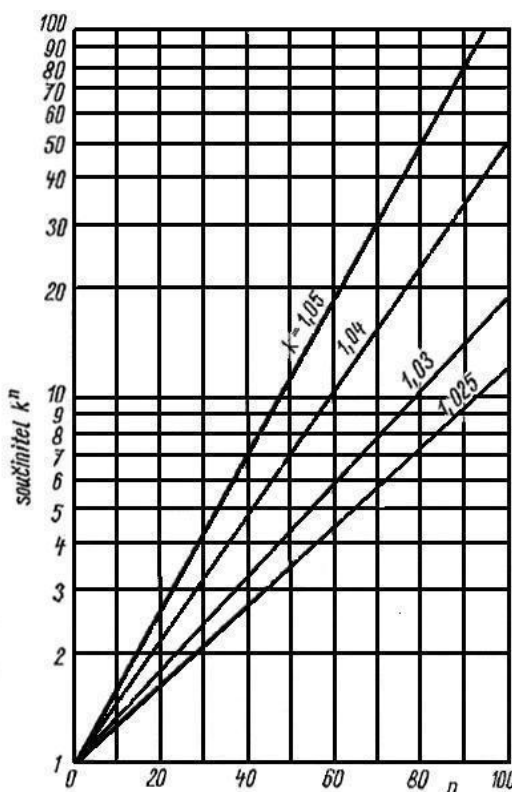
k – součinitel zvýšení tahu v oblouku dle tabulky 4.1

k^n – dle grafu 4.1

Tabulka 4.1 - Hodnoty základních odporů běžného metru dopravníku a součinitele zvětšení tahu v redukovaném oblouku pro výpočet tahu v řetězu [1]

Druh dopravníku	u [N.m ⁻¹]	k
Podvěsný jednodráhový	4,9 až 6,9	1,025
Podvěsný dvoudráhový	6,9 až 9,8	
Prostorový jednodráhový	7,8 až 11,8	1,050
Prostorový dvoudráhový	11,8 až 14,7	

Graf 4.1 - Součinitel zvětšení počátečního tahu k^n pro $n = 0$ až 100 redukovaných oblouků [1].



4.3.2 Výpočet složky tahu T_u

Složka tahu T_u [N] je vyvolána odpory nezávislými na zatížení, ale závislými na délce řetězu a počtu kol [1].

$$T_u = u \cdot L \cdot k^n \cdot \varphi = 10 \cdot 50 \cdot 1,31 = 655 \text{ [N]} \quad (4.7)$$

kde: u – odpor jednoho metru běžného dopravníku [N.m⁻¹] dle tabulky 4.1

L_p – délka řetězu v počítaném úseku dráhy [m]

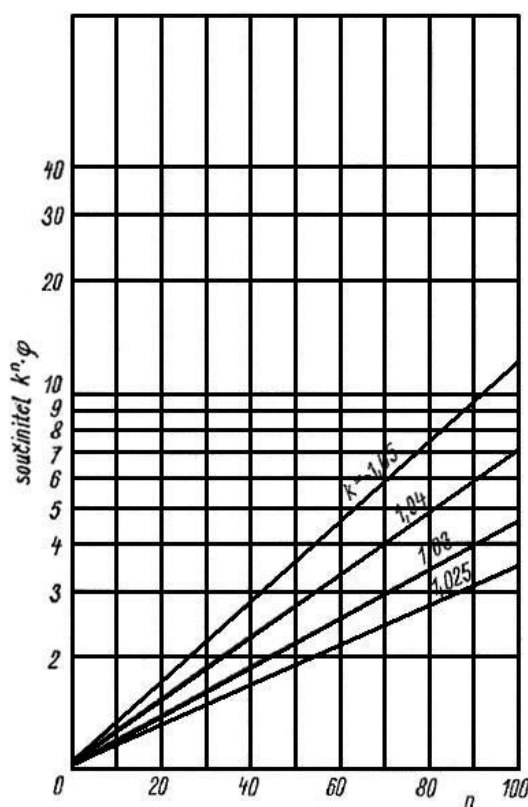
n – počet redukovaných oblouků podle rovnice (4.4)

k – součinitel zvýšení tahu v oblouku dle [1]

φ – součinitel snížení tahu v řetězu dle [1]

$k^n \cdot \varphi$ – dle grafu. 4.2

Graf 4.2 - Součinitel zvětšení tahu rovnoměrně přibývajících odporů $k^n \cdot f$ pro 0 až 100 redukovaných oblouků dle [1].



4.3.3 Výpočet složky tahu T_q

Složka tahu T_q [N] je vyvolána valivými odpory taženého materiálu dle [1].

$$T_q = Q \cdot f \cdot k^n \cdot \varphi \cdot g = Q \cdot f_c \cdot g = 1090 \cdot 0,03 \cdot 9,81 = 320,8 \text{ [N]} \quad (4.8)$$

kde: Q – hmotnost materiálu, řetězu a jezdců v počítaném úseku dráhy [kg] dle rovnice (4.2)

f – součinitel valivých odporů dle [1]

f_c – výsledný součinitel valivých odporů dle rovnice (4.10)

g – tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

$k^n \cdot \varphi$ – dle grafu 4.2

Výpočet součinitele valivých odporů f :

$$f = \frac{2 \cdot a}{D} + \mu \cdot \frac{d_k}{D} = \frac{2 \cdot 0,3}{30} + 0,01 \cdot \frac{10}{30} = 0,023 [-] \quad (4.9)$$

Kde: a – rameno valivého odporu pro válcovité kolečko a hladkou dráhu dle [1]

μ – součinitel valivého odporu pro kuličkové ložisko dle [1]

D – průměr kolečka

d_k – průměr čepu

Výpočet výsledného součinitele valivých odporů f_c :

$$f_c = f \cdot k^n \cdot \varphi = 0,023 \cdot 1,31 = 0,03 [-] \quad (4.10)$$

Kde: $k^n \cdot \varphi$ – dle grafu 4.2

4.3.4 Výpočet složky tahu T_h

Složka tahu T_h [N] je vyvolána výškovými rozdíly mezi počátkem a koncem počítaného úseku za předpokladu rovnoměrného rozložení váhy materiálu, nezávislá na sklonech dráhy dle [1].

$$T_h = q_c \cdot h_r \cdot k^{n1} \cdot g = 21,8 \cdot 0 \cdot 1,27 \cdot 9,81 = 0 [N] \quad (4.11)$$

kde: q_c – skutečné zatížení dopravníku na jeden metr [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

h_r – výškový rozdíl mezi začátkem a koncem počítaného úseku [m]

pokud je konec níže, než začátek dosazuje se záporná hodnota

$n1$ – počet redukovaných oblouků majících vliv na tuto složku, $n1 = 4$ dle [1]

k^{n1} – dle grafu 4.1

g – tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

4.3.5 Výpočet složky tahu T_k

Složka tahu T_k [N] je vyvolána různým měrným zatížením na sklonech dráhy. Není závislá na výškových rozdílech, ale na úhlu sklonu dráhy dle [1].

$$T_k = \pm G_k \cdot \sin \alpha \cdot k^{n2} \cdot \varphi \cdot g = \pm 0,8 \cdot 30 \cdot \sin(15) \cdot 1,28 \cdot 9,81 = \pm 78 [N] \quad (4.12)$$

kde: G_k – zvětšení nebo zmenšení hmotnosti materiálu na daném sklonu dráhy [kg] dle tabulky 4.2

α – úhel sklonu dráhy [°]

n_2 – počet redukovaných oblouků majících vliv na tuto složku, $n_2 = 7$ [1]

$k^{n_2} \cdot \varphi$ – dle grafu 4.2

g – tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

Hodnota G_k je závislá na sklonu dráhy určité délky, kde se vlivem pohybu řetězu mění počet dopravovaných kusů vždy o jeden. Tato změna se projeví kolísáním váhy od 50% hmotnosti jednoho předmětu. Hodnota G_k se určí podle počtu sklonů dráhy dle tabulky 4.2 [1].

Tabulka 4.2 - Závislost G_k na pořadí sklonu dráhy

Počet sklonů	G_k
1	$0,5 \cdot G$
2	$(0,7 \text{ až } 1,0) \cdot G$
3	$(0,9 \text{ až } 1,4) \cdot G$
4	$(1,1 \text{ až } 1,6) \cdot G$
5 a více	$(1,3 \text{ až } 1,8) \cdot G$

Za hodnotu G se dosazuje součet váhy materiálu, závěsu, ale bez váhy řetězu.

4.3.6 Výpočet složky tahu T_o

$$T_o = P_p \cdot k^{n_3} \cdot \varphi \quad (4.13)$$

Složka tahu T_o [N] je vyvolaná přídatnými odpory dopravníku. V tomto případě se žádné přídatné odpory, vznikající pohybem dopravovaného materiálu lázněmi, nebo vyklápěním koreb dopravníku, nevyskytují. Proto se s touto složkou tahu nepočítá.

4.3.7 Stanovení maximálního tahu

$$T_9 = T_u + T_p + T_q + T_h + T_k + T_o = 655 + 775 + 320,8 + 0 + 78 + 0$$

$$T_9 = 1808,8 \text{ [N]} \quad (4.14)$$

Maximální tah v daném místě $T_9 = 1808,8$ [N].

5 Návrh pohonné jednotky

5.1 Stanovení výkonu hnacího elektromotoru

$$P = \frac{(T_g + T_a) \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{(T_g + m_c \cdot a_{\ddot{r}}) \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{(1808,8 + 525) \cdot 0,117}{1000 \cdot 0,8} \quad (5.1)$$
$$P = 0,33 [kW]$$

Kde: η - účinnost mechanického převodu mezi motorem a hnacím řetězovým kolem

v - rychlost řetězu, $v = 0,117 [m \cdot s^{-1}]$

T_a - zrychlující síla $[N]$

m_c - celkové zatížení, $m_c = 900 [kg]$

$a_{\ddot{r}}$ - zrychlení řetězu, $a_{\ddot{r}} = 0,5 [m \cdot s^{-2}]$

5.2 Volba elektromotoru

Volen AC převodový motor od firmy SEW Eurodrive typu RF57DT80K4 dle online katalogu [10]. Parametry převodového motoru jsou zobrazeny v tabulce 5.1.

Tabulka 5.1 - Technické parametry:

Výkon	P_1	0,55 [kW]
Výstupní otáčky	n_1	21 [ot/min]
Převodový poměr	i	64,85
Provozní součinitel	f_B	1,8
Výstupní moment	M_1	250 [Nm]
Výstupní hřídel	$d \times l$	35 x 70 [mm]
Otáčky motoru	n_m	1400 [ot/min]
Hmotnost	m_m	30 [kg]

Jištění proti přetížení bude řešeno pomocí frekvenčního měniče.

5.3 Kontrola pohonné jednotky

Je potřeba vypočítat moment od setrvačné hmoty zátěže, moment k roztočení řetězového kola a následně pak moment na hřídel elektromotoru. Součtem momentů a kroutícího momentu na hřídeli elektromotoru se vypočítá celkový moment na hřídeli elektromotoru, který musí být menší než jmenovitý moment elektromotoru.

Moment od setrvačné hmoty zátěže:

$$M_{sh} = 30 \cdot m_z \cdot a_{\bar{r}} \cdot \frac{D_{t1}}{2} = 30 \cdot 30 \cdot 0,5 \cdot \frac{0,10614}{2} = 23,88 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (5.2)$$

kde: m_z – hmotnost jednoho břemene [kg]

$a_{\bar{r}}$ – zrychlení břemene [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

D_{t1} – průměr roztečné kružnice řetězového kola [m]

Moment potřebný k roztočení řetězového kola:

$$M_{rk} = J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{t_r} = 0,00152 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,35}{0,234} = 0,014 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (5.3)$$

kde : J – moment setrvačnosti řetězového kola zjištěný z AutoCad INVENTORU [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

n_1 – otáčky výstupního hřídele převodovky [s^{-1}]

t_r – doba rozběhu, $t_r = v/a = (7/60)/0,5 = 0,234$ [s]

Výpočtový krouticí moment na výstupu elektromotoru:

$$M_k = F_o \cdot \frac{D_{t1}}{2} \cdot \frac{1}{i_p \cdot \eta_s} = 4713 \cdot \frac{0,10614}{2} \cdot \frac{1}{2,15 \cdot 0,689} = 168,84 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (5.4)$$

kde: F_o – obvodová síla hnacího řetězu [N], viz rovnice (6.10)

D_{t1} – průměr roztečné kružnice řetězového kola [m]

i_p – převodový poměr [1]

η_s – skutečná účinnost převodovky [1]

Celkový výpočtový moment:

$$M_{celkem} = M_{sh} + M_{rk} + M_k = 23,88 + 0,014 + 168,84 = 192,734 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (5.5)$$

Kontrola:

$M_{celkem} \leq M \Rightarrow 192,734 \leq 250 \text{ [Nm]} \Rightarrow$ Zvolený převodový motor vyhovuje.

Jelikož pro tento převod bude platit, že osová vzdálenost os kol nebude $a = 40.t$, je nutné opravit diagramový výkon P_D na korigovaný výkon P'_D podle hodnoty viz [13].

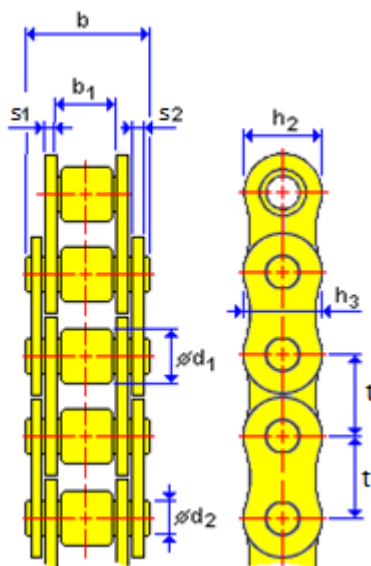
$$P'_D = \frac{P_D}{\rho} = \frac{1,3}{0,85} = 1,5 \text{ [kW]} \quad (6.2)$$

Kde: ρ - je činitel vzdálenosti os dle [13]

Z výsledné hodnoty korigovaného výkonu a výstupních otáček z převodovky se volí jednořadý řetěz 16B – 1 ČSN 02 3311 podle přílohy č.1.

Tabulka 6.1 – Vlastnosti válečkového řetězu

Řetěz: ČSN 023311:1972 - válečkové řetězy (US)		
Označení velikosti řetězu	16B-1-44	
Rozteč	t	25,40 [mm]
Počet článků řetězu	X	44
Počet řad	k	1
Minimální vnitřní šířka	b_1	17,02 [mm]
Max. průměr válečku nebo pouzdra	d_1	15,88 [mm]
Maximální průměr čepu	d_2	8,28 [mm]
Max. výška vnitřního článku	h_2	21,08 [mm]
Max. výška vnějšího nebo středového článku	h_3	21,08 [mm]
Maximální délka čepu řetězu	b	36,10 [mm]
Maximální tloušťka vnitřního článku	s_1	4 [mm]
Maximální tloušťka vnějšího nebo středového článku	s_2	3,20 [mm]
Nosná plocha řetězu	A	210 [mm ²]
Pevnost při přetržení	F_u	58000 [N]
Měrná hmotnost řetězu	m	2,7 [kg/m]
Součinitel provedení řetězu	ϕ	1



Obr. 6.2 - Válečkový řetěz

6.2 Volba počtu zubů řetězových kol

Byl zvolen počet zubů řetězových kol.

$$z_1 = 13, z_2 = 28$$

Výpočet převodového poměru:

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{28}{13} = 2,15 [-] \quad (6.3)$$

Kontrola rychlosti řetězu dopravníku :

Přepočet otáček:

$$n_{2,3} = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{13}{28} \cdot 21 = 9,75 [\text{min}^{-1}] \quad (6.4)$$

Kde: n_1 – výstupní otáčky převodového motoru

Výsledná rychlost:

$$v_v = \pi \cdot D_{t2} \cdot n_{2,3} = \pi \cdot 0,22686 \cdot 9,75 = 6,95 [m \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6.5)$$

6.3 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol

Průměr hnací řetězky:

$$D_{t1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{13}} = 106,14 [mm] \quad (6.6)$$

Průměr hnané řetězky:

$$D_{t2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{28}} = 226,86 [mm] \quad (6.7)$$

6.4 Pevnostní kontrola řetězu

6.4.1 Kontrola proti přetržení řetězu

Rychlost řetězu:

$$v_1 = \pi \cdot D_{t1} \cdot n_1 = \pi \cdot \frac{106,14}{1000} \cdot \frac{21}{60} = 0,1167 [m \cdot s^{-1}] \quad (6.8)$$

Kde: D_{t1} - roztečný průměr hnací řetězky [mm]

n_1 - otáčky výstupní hřídele převodovky [s^{-1}]

Rychlost řetězu $v_1 < 3 [m \cdot s^{-1}] \rightarrow$ Odstředivá síla F_C se neuvažuje dle [12].

Tahovou sílu v řetězu F_m se zanedbává, z důvodu vzdálenosti os $a < 25 \cdot t$ [12].

Obvodová síla v řetězu:

$$F_0 = \frac{P_1}{v_1} = \frac{550}{0,1167} = 4713 [N] \quad (6.9)$$

Výsledný tah v řetězu:

$$F_{11} = F_0 = 4713 [N] \quad (6.10)$$

Bezpečnost navrženého řetězu v tahu:

a) Proti přetržení při statickém zatížení

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_{11}} = \frac{58 \cdot 10^3}{4713} = 12,3 > 7 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.11)$$

F_{Pt} – maximální zatížení při přetížení řetězu, $F_{Pt} = 58 [kN]$ dle [13]

F_{11} – výsledný tah v řetězu

b) Proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_d = \frac{F_{Pt}}{F_{11} \cdot Y} = \frac{58 \cdot 10^3}{4713 \cdot 2} = 6,15 > 5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.12)$$

Y – součinitel rázu dle [13]

6.4.2 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Tlak v kloubech:

$$p_p = \frac{F_{11}}{S} = \frac{4713}{210} = 22,44 \text{ [MPa]} \quad (6.13)$$

S – plocha kloubu řetězu [mm^2] dle [13]

Dovolený tlak v kloubu:

$$p_D = p \cdot \lambda = 30,02 \cdot 1,74 = 52,23 \text{ [MPa]} \quad (6.14)$$

p – směrný tlak v [MPa], závislý na rychlosti řetězu a hodnotě počtu zubů z_1 dle [13]

λ – činitel tření pro činitel rázů $Y = 2$, dle [13]

Kontrola tlaku:

$$p_p < p_D$$

$$22,44 < 52,23 \text{ [MPa]} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.15)$$

6.5 Stanovení počtu článků a délky řetězu

Aby se předešlo zvýšenému namáhání hmotnosti řetězu a zvětšení jeho kmitání, byla zvolena vzdálenost os hřídelů $a = (1,25 \div 1,5) \cdot D_{i2}$ dle [12].

$$a = (1,25 \div 1,5) \cdot 226,86 = 283,58 \div 340,29 \text{ [mm]} \quad (6.16)$$

D_{i2} - roztečný průměr hnaného kola [mm]

Volím pro další výpočet vzdálenost os hřídelů $a = 284 \text{ [mm]}$.

Výpočet počtu článků:

$$X = \frac{2 \cdot a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}$$
$$X = \frac{2 \cdot 284}{25,4} + \frac{13 + 28}{2} + \left(\frac{28 - 13}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{284}$$
$$X = 43,4 \text{ článků} \quad (6.17)$$

Volím nejbližší celé sudé číslo $X = 44$ článků.

Délka řetězu:

$$L = X \cdot t = 44 \cdot 25,4 = 1117,6 \text{ [mm]} \quad (6.18)$$

6.6 Výpočet skutečné osové vzdálenosti

Skutečná vzdálenost os:

$$a_{sk} = \frac{t}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - K \cdot (z_2 - z_1)^2} \right]$$

$$a_{sk} = \frac{25,4}{8} \cdot \left[2 \cdot 44 - 13 - 28 + \sqrt{(2 \cdot 44 - 13 - 28)^2 - 0,8134 \cdot (28 - 13)^2} \right]$$

$$a_{sk} = 292,13 \text{ [mm]} \quad (6.19)$$

Kde: t – je rozteč řetězu

X – je počet článků řetězu

$z_{1,2}$ – jsou počty zubů hnací a hnací řetězky

K – součinitel závislý na počtu článků X a hodnotě $z_{1,2}$ podle [13]

Předpis řetězu:

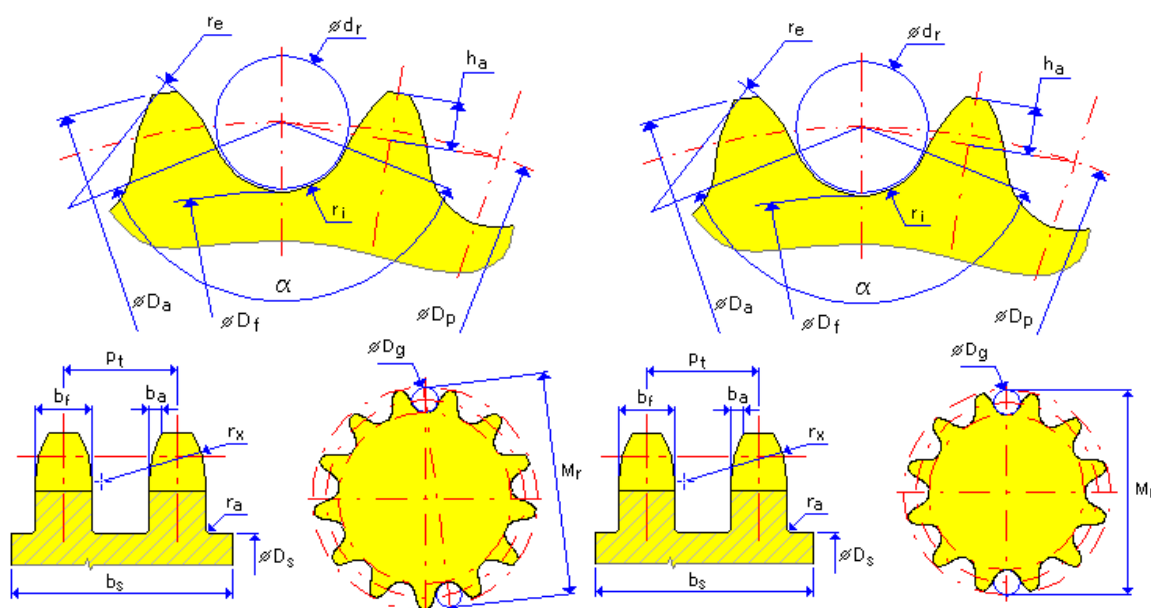
Řetěz 44 článků 16 B – 1 ČSN 01 3311.2

Parametry řetězových kol jsou zobrazeny v tabulce 6.2, které jsou získány z 3D programu AutoCad INVENTOR 2012.

Tabulka 6.2 - Vlastnosti řetězových kol

Typ		Hnací kolo	Hnané kolo
Počet zubů	z	13	28
Počet zabírajících zubů	z_c	6	16
Roztečný průměr	D_p	106,136 mm	226,858 mm
Počet řad	k	1	1
Šířka zubu	b_f	16,169 mm	16,169 mm
Hodnota zaoblení zubu	b_a	3,175 mm	3,175 mm
Poloměr zaoblení zubu	r_x	23,820 mm	23,820 mm
Průměr věnce	D_s	71,497 mm	193,876 mm
Šířka věnce	b_s	16,169 mm	16,169 mm
Výška zubu nad roztečným polygonem	h_a	7,620 mm	7,620 mm
Poloměr dna zubní mezery	r_i	8,019 mm	8,019 mm
Poloměr boku zubu	r_e	28,584 mm	57,168 mm
Úhel otevření zubu	α	133,08 deg	136,79 deg

Poloměr zaoblení věnce	r_a	1,016 mm	1,016 mm
Průměr hlavové kružnice	D_a	118,292 mm	240,671 mm
Průměr patní kružnice	D_f	90,097 mm	210,819 mm
Průměr měřicího válečku	D_g	15,880 mm	15,880 mm
Vzdálenost přes válečky	M_R	121,242 mm	242,738 mm
Vzdálenost os	C	292,135 mm	292,135 mm
Výkon	P	0,550 kW	0,539 kW
Svěrný moment	T	250,101 N m	527,905 N m
Otáčky	n	21 ot/min	9,75 ot/min
Převodový poměr	i	2,15	2,15
Úhel opásání	β	156,15 deg	203,85 deg
Síla na vstupu	F_{11}	4712,871 N	4712,871 N
Zatížení hřídele	F_r	4712,905 N	4712,905 N

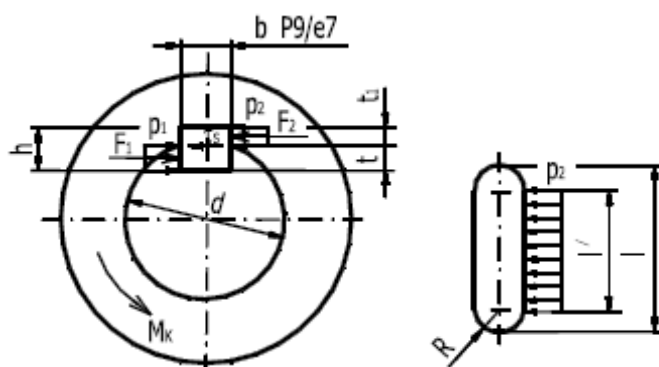


Obr. 6.3 - Ozubení hnacího a hnaného řetězového kola

6.7 Kontrolní výpočet spojení pomocí těsného pera

Výpočet bude proveden podle literatury [14].

Průměr hřídele je předem daný ze zvolené převodovky $d = 35$ [mm], výstupní kroutící moment $M_{k1} = 250\,000$ [Nmm] a taktéž těsné pero s rozměry $b = 10$ [mm], $h = 8$ [mm], $l = 56$ [mm], $t_1 = 3,3$ [mm] to vše je zobrazeno s působením zatěžujících sil a působících tlaků na obr. 6.4.



Obr. 6.4 - Spojení hřídele s nábojem pomocí těsného pera

Výpočet síly F_2 :

$$F_2 = \frac{M_{k1}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{250000}{\frac{35}{2} + \frac{3,3}{2}} = 13055 [N] \quad (6.20)$$

Kontrola délky pera l :

$$l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{13055}{120 \cdot 3,3} = 33 [mm] \quad (6.21)$$

Kde: $p_D = 120$ [MPa] – dovolený tlak pro těsné pero s ocelovým nábojem

l' má rozměr na uvedené hřídeli z převodovky 46 [mm], zvolená délka vyhovuje.

$$l = l' + b = 33 + 10 = 43 [mm] \quad (6.22)$$

Vypočtená hodnota minimální délky pera vyšla 43 [mm], takže převodovka s uvedeným pere $l = 56$ [mm] vyhovuje.

Kontrola tlaku p_2 :

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_D$$

$$p_2 = \frac{13055}{46 \cdot 3,3} = 86 [MPa] \leq p_D = 120 [MPa] \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.23)$$

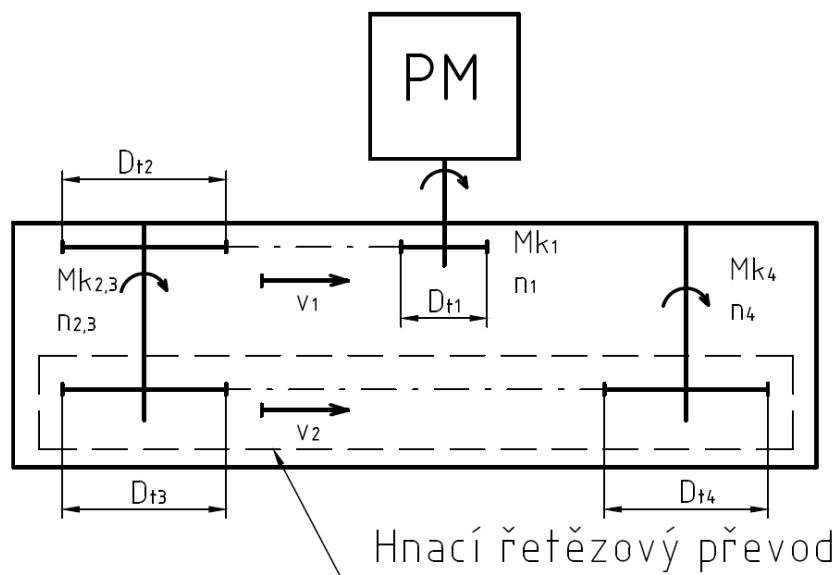
Navržené pero s označením:

Pero 10e7 x 8 x 56 ČSN 02 2562

7 Výpočet hnacího řetězového převodu

Návrhový výpočet řetězového převodu bude proveden mezi řetězovými koly D_{t3} a D_{t4} podle platných výpočtů uvedených v literatuře [12], [13].

Podle zadané rychlosti dopravníku $v = 7$ [m/min], která pohání tažný řetěz, bude proveden návrh řetězových kol $D_{t3,4}$ a hnacího řetězu znázorněno na obr.7.1.



Obr. 7.1 - Schéma pohonu

Volba řetězu bude v tomto početním návrhu odlišná, než u předešlého výpočtu primárního řetězového převodu. Jedná se o výpočet a kontrolu hnacího řetězu. Bude zvolena vlastní rozteč navrženého řetězu. Tento řetěz bude kontrolován podle nejbližší podobného řetězu dle normy válečkových řetězů.

7.1 Volba počtu zubů řetězových kol

Je zvolen shodný počet zubů řetězových kol D_3 a D_4

$$z_3 = z_4 = 10 \text{ zubů} \quad (7.1)$$

Jedná se o tažné řetězové kola, takže je volen malý sudý počet zubů.

Výpočet převodového poměru:

$$i_{3,4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{10}{10} = 1 [-] \quad (7.2)$$

Přepočet otáček:

$$n_4 = n_{2,3} \cdot \frac{z_3}{z_4} = 9,75 \cdot \frac{10}{10} = 9,75 [\text{min}^{-1}] \quad (7.3)$$

Kde: $n_{2,3}$ – otáčky řetězového kola D_{t2}

Výsledná rychlost:

$$v_{v2} = \pi \cdot D_{t3} \cdot n_{2,3} = \pi \cdot 0,23461 \cdot 9,75 = 7,19 [m \cdot \text{min}^{-1}] \quad (7.4)$$

Kde: D_{t3} – je roztečný průměr hnacího kola, dle rovnice (7.5)

Výsledná rychlost $v_{v2} = 7,19 [m \cdot \text{min}^{-1}]$ je v toleranci se zadanou rychlostí $v = 7 [m \cdot \text{min}^{-1}]$. Výpočet vyhovuje a je možné pokračovat ve výpočtu řetězového převodu.

7.2 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol

Průměr tažných kol hnacího řetězu:

$$D_{t3,4} = \frac{t_{hr}}{\sin \frac{180^\circ}{z_{3,4}}} = \frac{72,5}{\sin \frac{180^\circ}{10}} = 234,61 [mm] \quad (7.5)$$

Kde: t_{hr} – zvolená rozteč hnacího řetězu [mm]

$z_{3,4}$ – počet zubů hnacího kola

7.3 Pevnostní kontrola řetězu

7.3.1 Kontrola proti přetržení řetězu

Rychlost hnacího řetězu:

$$v_2 = v_{v2} = 7,19 [m \cdot \text{min}^{-1}] \quad (7.6)$$

Rychlost řetězu $v_2 < 3 [m \cdot s^{-1}] \rightarrow$ Odstředivou sílu F_C neuvažuji [12].

Tahovou sílu v řetězu F_m zanedbávám, z důvodu vzdálenosti os $a < 25 \cdot t$ dle [12].

Obvodová síla v řetězu:

$$F_0 = \frac{P_2}{v_2} = \frac{\frac{M_{k2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{2,3}}{60}}{\frac{v_2}{60}} = \frac{i_{1,2} \cdot \eta_L \cdot M_{k1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{2,3}}{v_2} \Rightarrow$$

$$F_0 = \frac{2,15 \cdot 0,99 \cdot 250 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 9,75}{7,19} = 4534 \text{ [N]} \quad (7.7)$$

Kde: M_{k2} – Krouticí moment na řetězovém kole D_{t2} [Nm]

$n_{2,3}$ – otáčky řetězového kola D_{t2} [s^{-1}]

$i_{1,2}$ – převodový poměr mezi řetězovým kolem D_{t1} a D_{t2}

η_L – účinnost ložisek

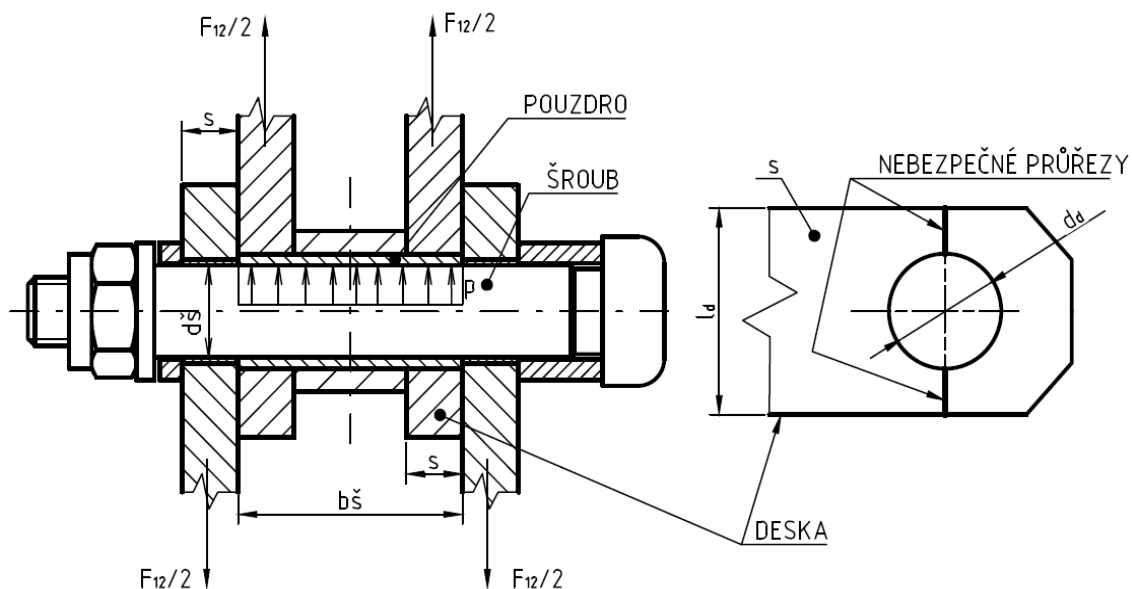
v_2 – rychlost hnacího řetězu [$m \cdot min^{-1}$]

Výsledný tah v řetězu:

$$F_{12} = F_0 = 4534 \text{ [N]} \quad (7.8)$$

7.3.1.1 Kontrola dovoleného napětí při přetržení

Následnou kontrolu provedu dle znázorněného obrázku 7.2.



Obr. 7.2 – Namáhání šroubu a desky

Maximální dovolené napětí při přetržení:

Kontrola bude provedena podle nejbližše zvoleného válečkového řetězu typu 16B, z důvodu konstrukce atypického hnacího řetězu. Bude vypočítáno maximální dovolené napětí při přetržení σ_{Pt} válečkového řetězu 16B a následně přepočítáno maximální zatížení při přetížení řetězu F_{Pts} pro navržený hnací řetěz.

$$\sigma_{Pt} = \frac{F_{Pt}}{S_1 \cdot 2} = \frac{F_{Pt}}{[(l_{d16B} - d_{d16B}) \cdot s_{16B}] \cdot 2} = \frac{58 \cdot 10^3}{[(21,1 - 8,28) \cdot 4,2] \cdot 2} = 538,6 \text{ [MPa]} \quad (7.9)$$

Kde: F_{Pt} – maximální síla pro přetržení řetězu pro nejbližše zvolený typ řetězu 16B

l_{d16B} – šířka desky typu 16B

d_{d16B} – průměr otvoru desky typu 16B

s_{16B} – tloušťka desky typu 16B

Maximální síla pro přetržení hnacího řetězu:

$$F_{Pts} = S \cdot \sigma_{Pt} = [(l_d - d_d) \cdot s] \cdot 2 \cdot \sigma_{Pt} = [(22 - 10) \cdot 5] \cdot 2 \cdot 538,6 = 64\,632 \text{ [N]} \quad (7.10)$$

Kde: σ_{Pt} – maximální dovolené napětí při přetržení řetězu dle rovnice (7.9)

l_d – šířka desky dle obr. 7.2

d_d – průměr otvoru desky dle obr. 7.2

s – tloušťka desky dle obr. 7.2

Bezpečnost navrženého hnacího řetězu v tahu:

a) Proti přetržení při statickém zatížení

$$k_s = \frac{F_{Pts}}{F_{12}} = \frac{64\,632}{4534} = 14,3 > 7 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.11)$$

F_{Pts} – maximální zatížení při přetížení řetězu, dle rovnice (7.10)

F_{12} – výsledný tah v řetězu

b) Proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_d = \frac{F_{Pts}}{F_{12} \cdot Y} = \frac{64\,632}{4534 \cdot 2} = 7,1 > 5 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.12)$$

Y – součinitel rázu dle [13]

7.3.2 Kontrola šroubu na ohyb

Provede se kontrola zvoleného lícovaného šroubu ISO 7379 M8 x 40 vyrobeného z materiálu pevností třídy 12.9. Jedná se o slitinovou ocel s mezí pevností $R_m = 800$ až 1200 [MPa] a dovolené hodnotě v ohybu $\sigma_{Do} = (375 \div 655)$ [MPa]. Působení zatížení na šroub je znázorněno na obr. 7.2.

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{12}}{2} \cdot s}{\frac{\pi}{32} \cdot d_s^3} = \frac{\frac{4534}{2} \cdot 5}{\frac{\pi}{32} \cdot 8^3} = 225,5 \text{ [MPa]} \quad (7.13)$$

Kde: M_o – ohybový moment šroubu M8

W_o – průřezový modul v ohybu šroubu M8

s – tloušťka stěny desky hnacího řetězu

d_s – průměr dříku šroubu M8

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \Rightarrow 225,5 \leq 500 \text{ [MPa]} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.14)$$

7.3.3 Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Tlak v kloubech:

$$p_p = \frac{F_{12}}{S} = \frac{F_{12}}{d_s \cdot b_s} = \frac{4534}{8 \cdot 20} = 28,3 \text{ [MPa]} \quad (7.15)$$

S – plocha kloubu řetězu [mm^2] dle [13]

Dovolený tlak v kloubu:

$$p_D = p \cdot \lambda = 31,29 \cdot 1,38 = 43,2 \text{ [MPa]} \quad (7.16)$$

p – směrný tlak v [MPa], závislý na rychlosti řetězu a hodnotě počtu zubů z_1 dle [13]

λ – činitel tření pro činitel rázů $Y = 2$, dle [13]

Kontrola tlaku:

$$p_p < p_D$$

$$28,3 < 43,2 \text{ [MPa]} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (7.17)$$

7.4 Stanovení počtu článků a délky řetězu

Aby se předešlo zvýšenému namáhání hmotnosti řetězu a zvětšení jeho kmitání, zvolí se vzdálenost os hřídelů $a_{\min} \geq D_{t3} + D_{t4}$ dle [12].

$$a_{\min} \geq 234,61 + 234,61 = 469,22 \text{ [mm]} \quad (7.18)$$

$$D_{t3} = D_{t4} - \text{roztečný průměr hnacího kola [mm]}$$

Voleno pro další výpočet vzdálenost os hřídelů $a_{hr} = 500 \text{ [mm]}$.

Výpočet počtu článků:

$$X_{hr} = \frac{2 \cdot a_{hr}}{t_{hr}} + \frac{z_3 + z_4}{2} + \left(\frac{z_4 - z_3}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t_{hr}}{a_{hr}}$$

$$X_{hr} = \frac{2 \cdot 500}{72,5} + \frac{10 + 10}{2} + \left(\frac{10 - 10}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{72,5}{500}$$

$$X_{hr} = 23,8 \text{ článků} \quad (7.19)$$

Voleno nejbližší celé sudé číslo $X_{hr} = 24$ článků.

Kde: t_{hr} – je rozteč hnacího řetězu

$z_{3,4}$ – jsou počty zubů hnacích řetězek

Délka řetězu:

$$L_{hr} = X_{hr} \cdot t_{hr} = 24 \cdot 72,5 = 1740 \text{ [mm]} \quad (7.20)$$

7.5 Výpočet skutečné osové vzdálenosti

Skutečná vzdálenost os:

$$a_{sk} = \frac{t_{hr}}{8} \cdot \left[2 \cdot X_{hr} - z_3 - z_4 + \sqrt{(2 \cdot X_{hr} - z_3 - z_4)^2 - K \cdot (z_4 - z_3)^2} \right]$$

$$a_{sk} = \frac{72,5}{8} \cdot \left[2 \cdot 24 - 10 - 10 + \sqrt{(2 \cdot 24 - 10 - 10)^2 - 0 \cdot (28 - 13)^2} \right]$$

$$a_{sk} = 507,5 \text{ [mm]} \quad (7.21)$$

Kde: $t_{hř}$ – je rozteč hnacího řetězu

$X_{hř}$ – je počet článků hnacího řetězu

$z_{3,4}$ – jsou počty zubů hnacích kol

K – součinitel závislý na počtu článků $X_{hř}$ a hodnotě $z_{3,4}$ podle [13]

7.6 Kontrola unášeče hnacího řetězu

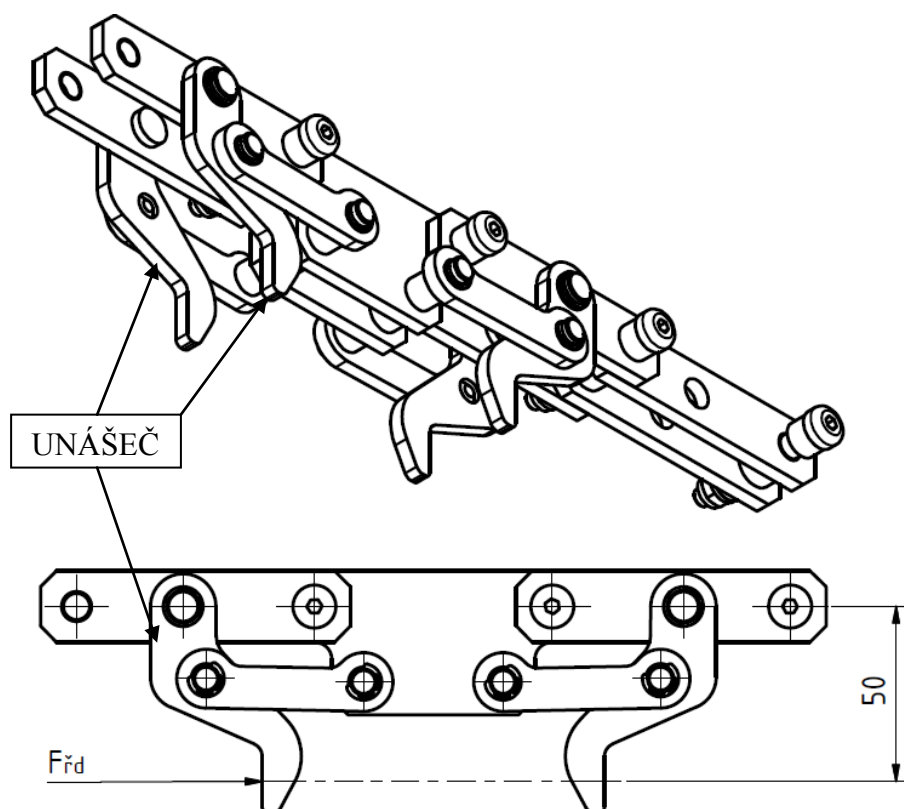
Unášeč je součástí hnacího řetězu znázorněného na obr.7.3, který má hnací funkci pro kardanový řetěz viz obr.3.4. Kontrolovat se bude unášeč na tlak vyvolaný celkovou tažnou silou řetězového dopravníku $F_{řd}$.

Celková tažná síla řetězového dopravníku:

$$F_{řd} = F_{12} = 4534 \text{ [N]} \quad (7.22)$$

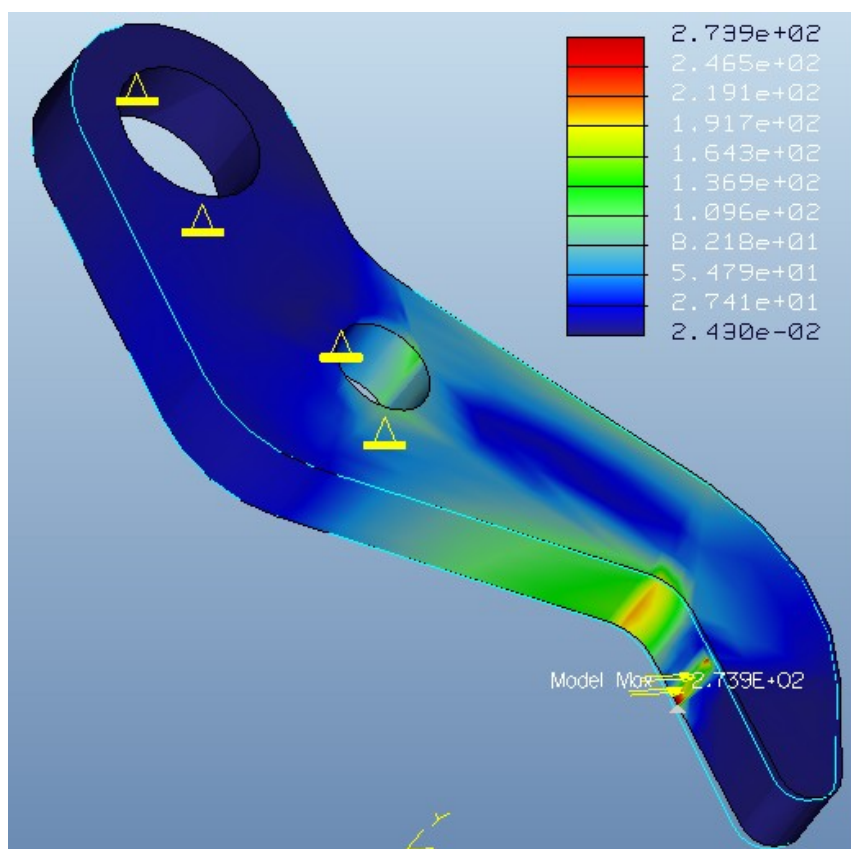
Kde: F_{12} – výsledný tah v řetězu podle rovnice (7.8)

Tato vypočítaná síla $F_{řd}$ působí v nejhorsím případě na 2 unášeče, přičemž po většinu doby budou v záběru 4 unášeče. Kontrola bude provedena pro zatížení 2 unášečů, aby se předcházelo porušení materiálu. Na jeden unášeč působí poloviční síla $F_{řd}/2$.



Obr.7.3 – Díl hnacího řetězu

Kontrola byla provedena v 3D programu Pro ENGINEER znázorněného na obr. 7.4. V obou otvorech je použita pevná vazba a síla $F_{rd}/2$ je zadána do místa působení viz obr.7.3.

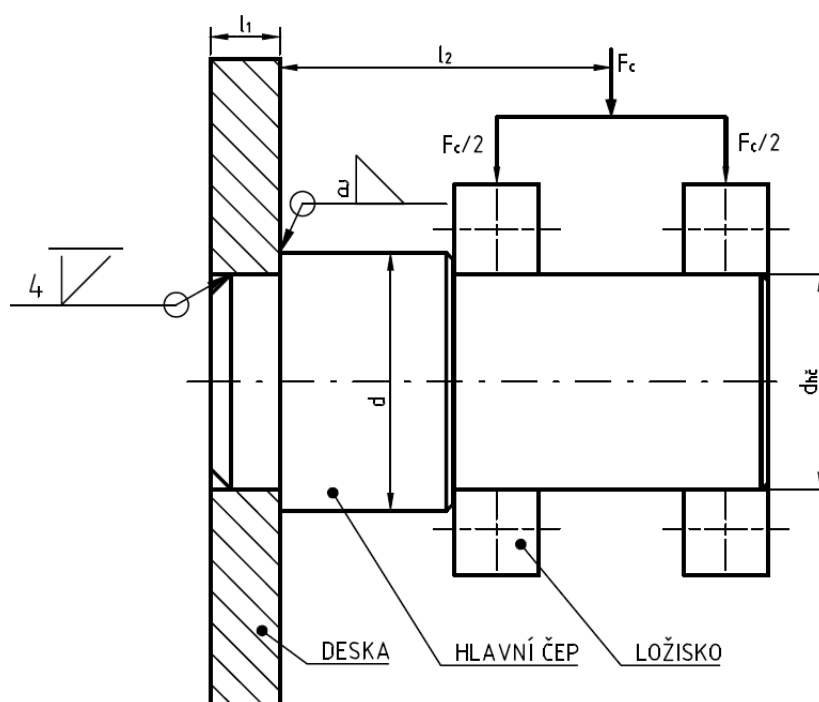


Obr.7.4 – Výsledek MKP výpočtu zatížení unášeče

Výsledná hodnota napětí v unášeči činí $\sigma_d = 274$ [MPa]. To je pro materiál unášeče ze slitinové oceli vyhovující hodnota, která činí dovolené napětí v tlaku $\sigma_{Dd} = 700$ [MPa]. Výsledná hodnota a celková kontrola unášeče je vyhovující.

8 Návrh a kontrola hlavního čepu

Tento návrh se týká hlavního čepu, který je uchycen v napínací desce a je na něm uleženo kolo D_{t2} a D_{t3} se dvěma ložisky. Konstrukce pohonu obsahuje dva totožné hlavní čepy, přičemž na druhém hlavním čepu je uloženo pouze řetězové kolo $D_{t4} = D_{t3}$ s nábojem a ložisky. Předpokládá se, že největší zatížení bude na prvním hlavním čepu, proto bude výpočet směřovat na tento čep a taktéž výpočet životnosti ložiska bude pouze pro tento hlavní čep. Vše je zobrazeno a vysvětleno na obrázku 8.1, od kterého se bude odvíjet výpočet.



Obr. 8.1 – Schéma zatížení a uchycení hlavního čepu

Síla působící na hlavní čep z ohybu:

$$F_c = F_{11} + F_{12} = 4713 + 4534 = 9247 \text{ [N]} \quad (8.1)$$

Kde: F_{11} – výsledný tah v řetězu dle (6.10)

F_{12} – výsledný tah v hnacím řetězu dle (7.8)

⇒ Při sečtení těchto složek jsme na straně bezpečnosti.

Je vypočtena síla působící na čep podle (8.1) a zvolí se základní rozměry čepu. Návrh průměru čepu d lze zvolit podle ohybu.

Volen materiál čepu 11 523 což je konstrukční ocel se zaručenou svařitelností. Hodnota dovoleného napětí $\sigma_{Do} = 110 [MPa]$ podle [15]. Síla působící na hlavní čep F_C podle (8.1) působí ve vzdálenosti $l_2 = 79,5 [mm]$.

Výpočet minimálního průměru hlavního čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do}$$

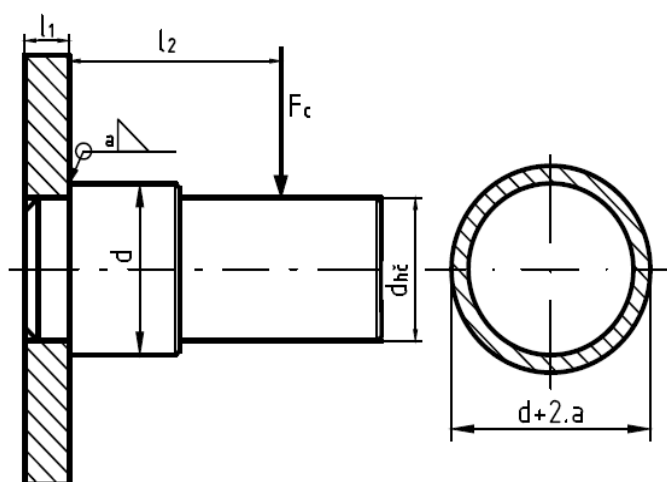
$$\sigma_o = \frac{F_C \cdot l_2}{\frac{\pi}{32} \cdot d_{hč}^3} \leq \sigma_{Do} \Rightarrow d_{hč} \geq \sqrt[3]{\frac{F_C \cdot l_2 \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{Do}}}$$

$$d_{hč} \geq \sqrt[3]{\frac{9247 \cdot 79,5 \cdot 32}{\pi \cdot 110}} = 40,8 [mm] \quad (8.2)$$

Z konstrukčního hlediska je volen průměr hlavního čepu $d_{hč} = 45 [mm]$.

Kontrola koutového svaru:

Hlavní čep je zajištěn proti pootočení z vnější strany koutovým svarem o velikosti svaru $a = 5 [mm]$ a z vnitřní strany taktéž svarem zobrazeném na obr.8.1. Na čep bude působit výhradně ohybové napětí od řetězových převodů. Koutový svar budu kontrolovat podle znázorněného obrázku 8.2. Výpočet provedu dle literatury [14].



Obr. 8.2 – Namáhání svaru působící silou

Jednotlivá jmenovitá napětí od jednotlivých namáhání:

$$\tau_{\parallel}^F = \frac{F_C}{S_{SV}} = \frac{F_C}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2 \cdot a)^2 - d^2]} = \frac{9247}{\frac{\pi}{4} \cdot [(53 + 2 \cdot 5)^2 - 53^2]} = 10 [MPa] \quad (8.3)$$

Kde: S_{SV} – je plocha svaru $[mm^2]$

d – průměr čepu $[mm]$

a – výška koutového svaru $[mm]$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_O}{W_{OSV}} = \frac{F_C \cdot l_2}{\frac{J_{xSV}}{\frac{d}{2} + a}} = \frac{F_C \cdot l_2}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(d + 2 \cdot a)^4 - d^4]}{\frac{d}{2} + a}} =$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{9247 \cdot 79,5}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(53 + 2 \cdot 5)^4 - 53^4]}{\frac{53}{2} + 5}} = 60 [MPa] \quad (8.4)$$

Kde: l_2 – je délka od působící síly $[mm]$

Výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^F}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{60}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{10}{0,65}\right)^2} = 81,5 [MPa] \quad (8.5)$$

Kde : k_3 – je součinitel koutového čelního svaru

k_4 – je součinitel koutového bočního svaru

Kontrola:

$$\sigma_{red} \leq \beta \cdot \sigma_{Dt} \Rightarrow 81,5 \leq 1 \cdot 140 \Rightarrow 81,5 \leq 140 [MPa] \quad (8.6)$$

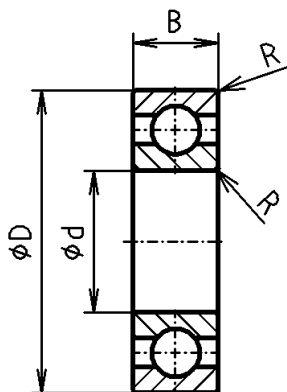
Kde: $\beta = 1$ pro tloušťku materiálu $\geq 10 [mm]$

σ_{Dt} - je dovolené napětí materiál 11 523

Výsledné napětí vyhovuje podmínce.

8.1 Návrh a kontrola životnosti ložiska

Pro hlavní čep se zvolí jednořadé kuličkové ložisko viz obr. 8.2 od výrobce SKF podle [16]. Výpočet bude poté proveden pomocí online kalkulátorů SKF dle [17].



D - velký průměr ložiska

d - malý průměr ložiska

B - šířka ložiska

R - rádius ložiska

Obr. 8.2 - Jednořadé kuličkové ložisko

Síla na jedno ložisko podle obr. 8.1:

$$F_c / 2 = 9247 / 2 = 4623,5 \text{ [N]} \quad (8.7)$$

Kde: F_c - je síla působící na hlavní čep podle (8.1)

Voleno předběžně jednořadé kuličkové ložisko 6209* – EXPLORER dle [16], hodnoty ložiska jsou zaznamenány v tabulce 8.2.

Tabulka 8.2 - Hodnoty ložiska

Označení	Dynamická únosnost C	Statická únosnost C ₀	Únavové zatížení P _u	Vnější průměr D	Vnitřní průměr d	Šířka B	Rádius R
	[kN]	[kN]	[kN]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
6209*	35,1	21,6	0,915	85	45	19	1

Další výpočty budou provedeny pomocí online kalkulátorů a výsledky zaznamenány obrázkovou formou.

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Ložisko	6209		
C [kN]	35.1		
C ₀ [kN]	21.6		
f ₀	14		
F _r [kN]	4.6235		
<input type="button" value="Calculate"/>			
P [kN]	4.62	P ₀ [kN]	4.62
L ₁₀ [OT.M]	440		

☒ Jedno ložisko
☐ Dvě ložiska v tandemu
☐ Dvě ložiska back-to-back nebo face-to-face

☒ Normální výška
☐ C3 vůle
☐ C4 vůle

Obr. 8.3 – Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska

Viskozita

Veškerá péče byla přijata opatření k zajištění přesnosti tohoto výpočtu ale žádný nelze přijmout odpovědnost za jakékoliv ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, vzniklé z použití výpočtu.

Viskozita při provozní teplotě pro známé mazivo

Vložte viskozitu skutečné maziva má být použit

☒ pro viskozitní index VI = 95
☐ když dva viskozita / teplota bodů známý

Teplota [° C]	Viskozita [mm ² / s]
40	417

Viz kapitola " Mazání - viskozitní poměr κ "

Požadovaný viskozita

Ložisko	6209
d [mm]	45
D [mm]	85
n [ot / min]	9.75
Provozní teplota [° C]	30
Referenční teplota pro viskozity [° C]	40
<input type="button" value="Calculate"/>	

Mazací specifikace

SKF tuky

SKF tuky pro ložiska s těsněním a SKF E2 soudečkových ložisek

Kuličková ložiska

Nerezové kuličková ložiska

Y-ložiska, kuličkové ložisko jednotky

Dvouřadá kuličková ložiska

Naklápací kuličková ložiska

Dvouřadá Plnoválečková ložiska

Soudečková ložiska

SKF Energy Efficient (E2) soudečková ložiska

Jednotky jehlové ložisko

Provozní teplota [° C]

30
<input type="button" value="Calculate"/>

Požadovaný viskozita při provozní teplotě v_1 [mm ² / s]	818
Povinné viskozita při referenční teplotě maziva s VI = 95, aby si $\kappa = 1$ při provozní teplotě	417

Provozní viskozita v [mm ² / s]	818
$\kappa (v / v_1)$	1

Obr. 8.4 – Výpočet viskozity

Životnost ložisek

Veškerá péče byla přijata opatření k zajištění přesnosti tohoto výpočtu ale žádný nelze přijmout odpovědnost za jakékoliv ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, vzniklé z použití výpočtu.

Viz kapitola " SKF život "

	Ložisko	6209		
Vyberte η_c	d [mm]	45		
0.5	D [mm]	85		
	C [kN]	35,1		
	P _u [kN]	0,915		
	P [kN]	4.62		
	n [ot / min]	9.75		
	v [mm ² / s]	818		
	Calculate			
	L ₁₀	440	L _{10h}	749600
K	1			
V ₁	818			
SKF	2.36	L _{10m}	1040	L _{10mh}
				> 1000000
Stará ₂₃	metoda pro srovnání			
23	1	L _{10a}	440	L _{10ah}
				749800

Obr. 8.5 – Výpočet výsledné životnosti ložiska

Výsledná životnost ložiska v provozních hodinách podle SKF vyšla $L_{10mh} > 1\,000\,000$ [hodin]. Zvolené ložisko má dlouhou životnost a jeho kontrola vyhovuje.

9 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout řešení pohonu pro jednodráhový podvěsný řetězový dopravník. Zadané technické parametry mě omezovaly pouze v objemu přepravovaného materiálu, nikoliv v rozměrech navrhovaného pohonu. V úvodu diplomové práce jsem si vytýčil cíle, kterých jsem chtěl dosáhnout. Vypočítal jsem tažnou sílu $T_9 = 1\,808,8$ [N], která byla potřebná pro výpočet výkonu motoru. Zvolil jsem z výkonu $P = 0,33$ [kW] potřebný převodový motor od firmy SEW-Eurodrive. Dále jsem navrhnul a spočítal řetězové převody. Primární řetězový převod byl volený klasicky dle normy a hnací řetězový převod se volil obdobně pomocí nejbližšího podobného řetězu, který jsem zkonstruoval s ohledem na zabránění couvání z důvodu stoupání a klesání dráhy. Zkontroloval jsem navržený hlavní čep, na němž byla uložena řetězová kola s ložisky. Ložiska jsem zkontroloval na jejich životnost, která vyšla podle skf výpočtu více než 1 000 000 provozních hodin. Návrh pohonu dopravníku jsem konstrukčně zpracoval ve výkresové dokumentaci, kde jsem nastínil také uchycení sestavy pohonu, které bude provedeno pomocí uchycení konzol k rámu řetězového dopravníku. Všechny použité a dostupné materiály jsem uvedl v textu a v seznamu použité literatury.

10 Seznam použité literatury:

- [1] DAŠEK, M., JERÁBEK, F., BAAR, J.: *Závěsné řetězové dopravníky*. SNTL Praha, 1964, 240 s., 04-263-64.
- [2] www.strand.cz [online]. [cit. 2012-02-06]. Podvěsný dopravník poháněný. Dostupné z WWW: <<http://www.strand.cz/vyroby/podvesny-dopravnik-pohaneny-212/>>
- [3] www.paceline.com [online]. [cit. 2012-02-06]. Conveyors for finishing lines. Dostupné z WWW: <http://www.paceline.com/28_2_photos.php>
- [4] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně v Čs, redakci VN MON, 1988. 277 s
- [5] www.nimmrichter.cz [online]. [cit. 2011-02-06]. Dopravníky. Dostupné z WWW: <<http://www.nimmrichter.cz/dopravniky-union-k.php>>
- [6] BAŇKA, Z.: *Koncepční popis návrhu závěsného dopravníku*. Brno 2011 Bakalářská práce
- [7] www.2nord.com [online]. [cit. 2012-02-06]. Dokumentace. Dostupné z WWW: <http://www.2nord.com/cms/cz/documentation/dop_documentation.jsp>
- [8] www.kpd-drive.com.ua [online]. [cit. 2012-02-06]. Katalog řetězů Kettenwulf. Dostupné z WWW: <<http://www.kpd-drive.com.ua/cgi-bin/zip.cgi?id=17&lng=ua>>
- [9] www.haberkorn.cz/retezy/ [online]. [cit. 2012-02-8]. Katalog se standardními válečkovými řetězy s unášeči. Dostupné z WWW: <http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/pohony-retezy/retezy/05_Retezy_web_51-63.pdf>
- [10] <http://www.sew-eurodrive.cz> [online]. [cit. 2012-02-10]. Katalog převodových motorů. Dostupné z WWW: <<http://www.sew-eurodrive.cz/support/index.php>>
- [11] <http://www.fapros.cz>
- [12] BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-0300426-8.
- [13] KRÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*, Ostrava: Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
- [14] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
- [15] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky*. Albra. Úvaly, 2003, ISBN 80-86490-74-2
- [16] Katalog společnosti SKF
<http://www.exvalos.cz/katalog-lozisek-skf>

[17] Kalkulátor online výpočtů životnosti ložisek dle SKF

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/calculation/calculationIndex.jsp>

[18] Kreslicí program 3D Autodesk Inventor Professional 2012

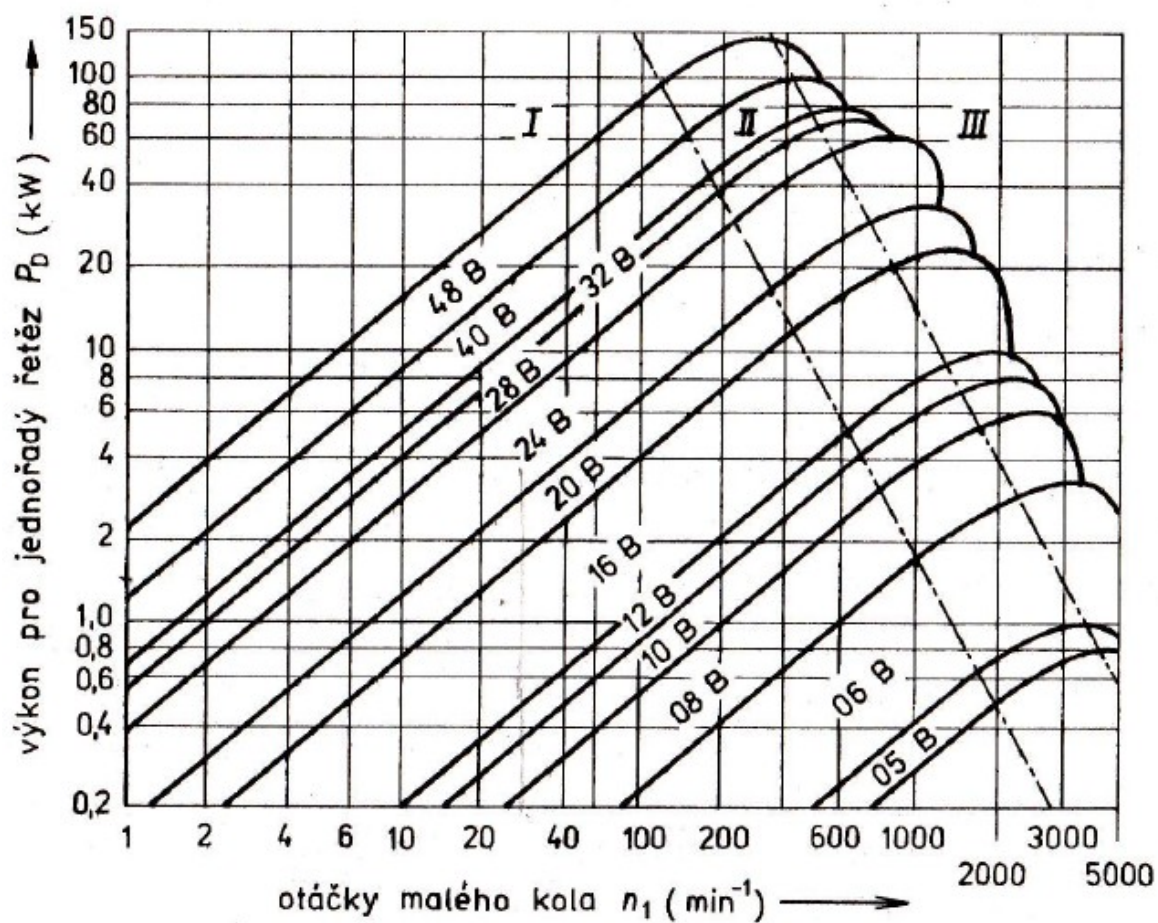
[19] Kreslicí program 2D AutoCAD Mechanical 2012

[20] Kreslicí program pro MKP výpočet Pro ENGINEER

11 Seznam příloh

Příloha č.1

Diagram pro válečkové řetězy v provedení B podle ČSN 02 3311 [12]



Poděkování

Rád bych tímto poděkoval doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za trpělivost, podněty a celkové vedení při zpracování mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Zdeňkovi Mužnému a Ing. Luděkovi Mužnému z firmy Fapros družstvo za cenné rady, výbornou spolupráci při řešení diplomové práce a za možnost zpracování této práce.

Patrik Kozel